

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta strojní

**Ú12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových
vozidel**



DIPLOMOVÁ PRÁCE
NÁVRH SPŘÁHLA PRO NÁKLADNÍ TRAMVAJOVOU SOUPRAVU

Autor: **Bc. Michal Barnett**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Josef Kolář, CSc.**



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Barnet** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **327251**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh spřáhla pro nákladní tramvajovou soupravu

Název diplomové práce anglicky:

Design of a coupling for a Cargo tramcar unit

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši legislativních a technických požadavků kladených na konstrukci spřáhel tramvajových vozidel.
- 2) Rešerši na téma „Řešení konstrukce spřáhel tramvajová vozidla“.
- 3) Analýzu požadavků na pevnostní výpočet spřáhel.
- 4) Koncept spřáhování a propojení tramvajové soupravy Cargo pomocí mechanických nebo poloautomatických spřáhel.
- 5) Sestavný výkres zástavby navrženého spřáhla a el. propojení silových a řídicích obvodů soupravy Cargo tramvaje.
- 6) Průvodní technickou zprávou s technicko – ekonomickým zhodnocením.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **29.10.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.01.2019**

Platnost zadání diplomové práce: _____

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

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

23. 11. 2018

Datum převzetí zadání

Michal Barnet

Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora: Michal Barnet
Název DP: Návrh spřáhla pro nákladní tramvajovou soupravu
Anglický název: Design of coupling for Cargo tram unit
Rok: 2018
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Obor Studia: Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: Ú12120 - Ústav automobilů, spalovacích a kolejových vozidel
Vedoucí DP: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Bibliografické údaje

Počet stran: 93
Počet obrázků: 81
Počet tabulek: 12
Počet příloh: 4
Klíčová slova: Manuální Spřáhlo, automatické spřáhlo, pražská hlava, elektrická propojka, vzpěr, výpočet svarů, výpočet šroubového spoje
Keywords: Manual coupler, automatic coupler, Prague coupling head, electric jumper, buckling, strength analysis of steel welded joints, calculation of bolted connection
Abstrakt: V diplomové práci je navrženo mechanické a elektrické propojení tramvají. Dále je řešen výpočet sil mezi vozy na toto propojení a pevnostní validace technického řešení.
Abstract: In diploma thesis is drafted a mechanic and electric solution of a connection between tram units. The calculation of the forces between the wagons for this connection and the strength validation of the technical solution is also solved.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh spřáhla pro nákladní tramvajovou soupravu“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze

.....

Michal Barnet

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za vedení mé diplomové práce, za vstřícnost a trpělivost při konzultacích a za rady při řešení. Dále bych chtěl poděkovat své manželce za podporu a trpělivost se mnou. Také bych chtěl poděkovat mému zaměstnavateli firmě Alfa Union za svolení řešit zajímavou diplomovou práci a trpělivost při mém studiu.

Obsah

ANOTAČNÍ LIST	3
PROHLÁŠENÍ	4
PODĚKOVÁNÍ	5
OBSAH	6
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	9
ÚVOD	13
1 TEORETICKÁ ČÁST - SPŘAHOVÁNÍ VOZIDEL V TRAMVAJOVÉ DOPRAVĚ	15
1.1 Manuální spřahování.....	17
1.1.1 Druhy spřáhel	17
1.1.1.1 Pevné spřáhla.....	17
1.1.1.2 Pevná spřáhla nasazovací	18
1.1.1.3 Skládací spřáhla.....	22
1.1.1.4 Skládací s pantem	24
1.1.1.5 Teleskopická spřáhla	26
1.1.2 Vliv konstrukčního provedení spřáhla na design vozidla.....	28
1.1.3 Druhy spřahovacích rozhraní.....	29
1.1.3.1 Pražská hlava.....	29
1.1.3.1.1 Popis	29
1.1.3.1.2 Spřahovací postup	29
1.1.3.2 Hlava Albert	32
1.1.3.2.1 Popis	32
1.1.3.2.2 Druhy	32
1.1.3.3 Talířové spřáhlo GANZ	35
1.1.3.3.1 Tramvaje Ganz.....	36
1.1.3.3.2 Popis spřahování	36
1.1.3.4 Georg-Fisher.....	37
1.2 Automatická/poloautomatická spřáhla typu Scharfenberg	38
1.2.1 Jednopolohový mechanismus	39
1.2.2 Dvoupolohový mechanismus	40
1.2.3 Spřahovací hlava ESV.....	41
1.2.4 Typ 330.....	42
1.2.5 Typ 430/530.....	42
1.3 Virtuální spřáhla	43
1.4 Adaptéry.....	44
1.5 Dimenzování spřáhel a legislativní požadavky	45
1.5.1 Legislativní požadavky	45
1.5.1.1 Norma ČSN EN 15020+A1 [12].....	45
1.5.1.2 Norma ČSN EN 15 227+A1 [1].....	45

*ČVUT - Fakulta strojní
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel*

1.5.1.3	Maximální ovládací síly pro obsluhující personál.....	46
1.5.2	Zatěžující síly předepsané normami	47
2	PRAKTICKÁ ČÁST	48
2.1	Koncepce vozidla.....	48
2.2	Návrh spřáhla	50
2.2.1	Zatěžující síly dle požadavku norem	50
2.2.2	Síly na spřáhlo při poruše jedné tramvaje	50
2.2.2.1	Zatěžující síly založené na kvazistatickém výpočtu sil mezi vozidly	52
2.3	Síly na spřáhlo v provozu.....	56
2.4	Volba technického řešení spřáhla	57
2.5	Popis navrženého technického řešení.....	57
2.5.1	Elektrická propojka.....	59
2.6	Výroba spřáhla	62
2.6.1	ČSN EN 15 085-3: Svařování kolejových vozidel a jejich dílů - Část 3: Konstrukční požadavky [19].....	62
2.6.1.1	Bezpečnostní kategorie.....	63
2.7	Výpočet spřáhla.....	64
2.7.1	Vzpěr.....	64
2.7.1.1	Vzpěr spřáhla nahrazený prizmatickým prutem	65
2.7.1.2	Vzpěr spřáhla nahrazený pruty o různém průřezu	66
2.7.1.3	Simulace vzpěru	68
2.7.1.3.1	Tvorba modelů a sítě	69
2.7.1.3.2	Okrajové podmínky	70
2.7.1.3.3	Výsledky simulace.....	71
2.7.1.4	Porovnání jednotlivých metod výpočtu kritické síly	72
2.7.2	Výpočet táhla s redukcí	73
2.7.2.1	MKP výpočet	73
2.7.2.1.1	Výpočet pro tahovou sílu 200kN	73
2.7.2.1.2	Výpočet pro tlakovou sílu 200kN.....	75
2.7.2.2	Analytický výpočet napětí ve svarech	77
2.7.2.2.1	Kontrola svarů 1.2, 3 a 4.....	77
2.7.2.2.2	Kontrola V-svarů číslo 5 a 6:	77
2.7.2.3	Srovnání výsledků napětí MKP a analytického výpočtu.....	78
2.7.3	Výpočet šroubů pro uchycení spřáhla k hrubé stavbě dle VDI 2230 [24].....	79
2.7.3.1	Poddajnost šroubu [24].....	80
2.7.3.2	Poddajnost spojovaných součástí [24].....	81
2.7.3.3	Kontrola šroubu pro případ součinitel tření $\mu_k = \mu_G = 0,14$ [24]	82
2.7.3.4	Zatížení maximální tahovou silou 200 kN [24]	82
2.8	Zkoušení spřáhel	84

3	ZÁVĚR	85
4	PŘÍLOHY	87
	SEZNAM OBRÁZKŮ	88
	SEZNAM TABULEK	91
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	92

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka Jednotky Poznámka

1 Teoretická část - Spřáhování vozidel v tramvajové dopravě

TK		Temeno kolejnice
ČSN		Česká soustava norem (Česká technická norma)
EN		Evropská norma

1.2 Automatická/poloautomatická spřáhla typu Scharfenberg

LRV		Light Railway Vehicles – Lehká kolejová vozidla
-----	--	---

2.2.1 Zatěžující síly dle požadavku norem

F	$[kN]$	Zatěžující síla pro spřáhlo
-----	--------	-----------------------------

2.2.2 Síly na spřáhlo při poruše jedn

m_1	$[kg]$	Hmotnost prvního vozidla
m_2	$[kg]$	Hmotnost druhého vozidla
s	$[\%o]$	Stoupání
α	$[\circ]$	Úhel stoupání
F_{o1}	$[kN]$	Jízdní odpory prvního vozidla
F_{o2}	$[kN]$	Jízdní odpory druhého vozidla
ξ	$[-]$	Součinitel rotačních hmot
μ	$[-]$	Součinitel adheze
f	$[-]$	Součinitel smykového tření
n	$[-]$	Počet kolejnicových brzd
F_{KB}	$[kN]$	Přítlačná síla elektromagnetu kolejnicové brzdy
a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení - zpomalení celé soupravy
F_{a1}	$[kN]$	Celková brzdící síla prvního vozidla – adhezní + neadhezní
F_{a2}	$[kN]$	Celková brzdící síla druhého vozidla – adhezní + neadhezní
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost soupravy
F_S	$[kN]$	Síla na spřáhlo
$F_{S\beta}$	$[kN]$	Síla na spřáhlo při jeho maximální výchylce

2.6 Výroba spřáhla

CP	Class of Performance – třída pevnosti []
CT	Class of Testing – třída zkoušení []
135	MAG (Metal Active Gas) metoda svařování dle ČSN EN ISO 4063
141	TIG (Tungsten Inert gas) metoda svařování dle ČSN EN ISO 4063
RT	Rentgen testing – zkoušení svarů rentgenem

UT	Ultrasound testing – zkoušení svarů ultrazvukem
MT	Magnetic testing – zkoušení svarů magnetickou práškovou metodou
PT	Penetration testing – zkoušení svaru penetrační zkouškou
VT	Visual testing – vizulání kontrola svarů

2.7.1.1 Vzpěr spřáhla nahrazený prizmatickým prutem

l	[mm]	Vzpěrná délka
J_{Z1}	[mm ⁴]	Kvadratický průřezový modul prutu
A	[mm ²]	Plocha průřezu prutu
λ	[–]	Štíhlostní poměr
F_{krit}	[N]	Kritická síla
k	[–]	Koeficient bezpečnosti

2.7.1.2 Vzpěr spřáhla nahrazený pruty o různém průřezu

l	[mm]	Celková vzpěrná délka
a	[mm]	Vzpěrná délka první části
b	[mm]	Vzpěrná délka druhé části
c	[mm]	Vzpěrná délka třetí části
J_{Z1}	[mm ⁴]	Kvadratický průřezový modul první části prutu
J_{Z2}	[mm ⁴]	Kvadratický průřezový modul druhé části prutu
J_{Z3}	[mm ⁴]	Kvadratický průřezový modul třetí části prutu
$F_{KR}^{ENERG.}$	[N]	Kritické síla
k	[–]	Koeficient bezpečnosti

2.7.1.3 Simulace vzpěru

λ	[–]	Vlastní číslo vzpěru
BLF	[–]	Buckling load factor – faktor vzpěrného namáhání
ω	[rad.s ⁻¹],	Úhlová rychlost
F_{krit}^{FEM}	[kN]	Kritická síla spočtená lineární simulací vzpěru
k	[–]	Koeficient bezpečnosti

2.7.2 Výpočet táhla s redukcí

R_e	[MPa]	Mez pevnosti
R_{eH}	[MPa]	Mez kluzu
R_{eHS}	[MPa]	Snížená mez kluzu
S	[–]	Koeficient bezpečnosti
S_D	[–]	Dovolený koeficient bezpečnosti
τ_F	[MPa]	Dovolené smykové napětí
τ_{\perp}	[MPa]	Smykové napětí v koutovém svaru

σ_{\perp}	[MPa]	Napětí ve svaru
MKJ		Moore Kommers Jasper diagram
DVS		German Welding Society

2.7.3 Výpočet šroubů pro uchycení spřáhla k hrubé stavbě dle VDI 2230

M_A	[N · m]	Utahovací moment pro výkresovou dokumentaci
α_A	[-]	Utahovací faktor
E_S	[MPa]	Modul pružnosti šroubu
E_P	[MPa]	Modul pružnosti svíraných součástí
μ_K	[-]	Koeficient tření pod hlavou
μ_G	[-]	Koeficient tření v závitech
δ_S	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost šroubu
δ_G	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost zašroubovaného jádra šroubu
l_G	[mm]	Náhradní prodloužení zašroubovaného závitu
d	[mm]	Průměr šroubu
A_{d3}	[mm ²]	Plocha průřezu šroubu na nejmenším průměru dle DIN 13-28
δ_M	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost šroubu v části závitu
A_N	[mm ²]	Nominální průřez šroubu
l_M	[mm]	Náhradní prodloužení délky pro deformaci matice nebo zatíženého závitu
δ_{SK}	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost hlavy šroubu
l_{SK}	[mm]	Náhradní délka pro poddajnost hlavy šroubu
δ_{GEW}	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost nezašroubovaného zatíženého
l_{GEW}	[mm]	Délka nezašroubovaného zatíženého závitu
l_K	[mm]	Svěrná délka
b	[mm]	Šířka
L	[mm]	Délka šroubu
δ_1	[mm · N ⁻¹]	Elastická poddajnost dřívku šroubu
l_1	[mm]	Délka první části
D_{Am}'	[mm]	Náhradní vnější průměr základního dílu
d_w	[mm]	Průměr pod hlavou šroubu
d_h	[mm]	Průměr otvoru svíraných součástí
β_L	[-]	Poměr délek
y	[-]	Poměr průměrů
φ_D	[°]	Úhel náhradního deformačního kužele pro šroubový spoj
$D_{A,Gr}$	[mm]	Limitní vnější průměr náhradního deformačního kužele

ČVUT - Fakulta strojní
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

δ_p	$[mm \cdot N^{-1}]$	Elastická poddajnost náhradního kužele
ϕ	$[-]$	Zatěžovací faktor
n	$[-]$	Faktor rozdělení síly
Φ_n	$[-]$	Rozdělení síly
F_Z	$[N]$	Ztráta předpětí v důsledku drsnosti povrchu na dosedacích plochách
f_Z	$[\mu m]$	Plastická deformace v důsledku ztráty předpětí
F_{Mmin}	$[N]$	Minimální předpínací síla při ztrátách v sesednutí a nejistotě utahovacího momentu
F_{Mmax}	$[N]$	Maximální předpínací síla, kterou musí šroubový spoj vydržet
F_A	$[N]$	Síla na jeden šroub
p	$[MPa]$	Měrný tlak na povrchu
A_p	$[mm^2]$	Kontaktní plocha pod hlavou šroubu nebo maticí
S_p	$[-]$	Koeficient bezpečnosti pro měrný tlak na povrchu součástí
σ	$[MPa]$	Tahové napětí
S_F	$[-]$	Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu materiálu šroubu

Úvod

Diplomová práce má za úkol provést základní rešerši v oblasti spojování / spřahování vozidel v tramvajové dopravě. Spřahováním se myslí spojování dvou vozidel nebo ucelených jednotek na trati, pomocí tomu určeného rozhraní - spřáhla. Dalším úkolem práce je navrhnout technické řešení elektrického a mechanického propojení pro Cargo tramvaj. Koncept Cargo tramvaje vznikl jako součást projektu pro svoz velkoobjemového odpadu na území hlavního města Prahy [14]. Posledním úkolem je navržené technické řešení pevnostně validovat a provést ekonomické zhodnocení navrženého řešení.

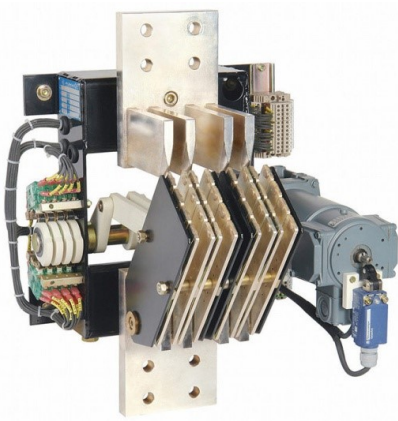
Tato práce vznikla za souhlasu společnosti Alfa Union, a.s., a proto v následujících řádcích uvádím krátké seznámení s touto společností.

Společnost vznikla v roce 1997, nejdříve byla její produkce zaměřena na výrobu komponent na základě licence od původní společnosti ČKD Trakce, v roce 2008 došlo k odkoupení tohoto duševního vlastnictví. V průběhu let investovala společnost Alfa Union a.s. nemalé částky do vývoje vlastních výrobků. Dnes už výroba náhradních dílů pro kolejová vozidla ČKD, určená převážně do zemí východního bloku, tvoří malou část obratu. Současný výrobní program se dělí na dvě základní části, výrobu komponent pro energetiku a komponent pro trakční vozidla.

Komponenty pro energetiku jsou zastoupeny tzv. odpojovací technikou, převážně pro měnící napájecí trakční vedení a různé průmyslové provozy.

Komponentů pro trakční vozidla je celá řada, například kontroléry, stykače, odpojovače/přepojovače, usměrňovače, dále pak kolejnicové brzdy a nakonec spřáhla.

Na následujících obrázcích 1 až 5 jsou typické výrobky firmy Alfa Union.



Obrázek 1 - Odpojovač STOL



Obrázek 2 - Odpojovač STOR



Obrázek 3 - Kolejnicová brzda pro tramvaje



Obrázek 4 - Kontrolér pro metro Delhi (Indie)



Obrázek 5 - Kontrolér pro metro ShenZhen (Čína)

1 Teoretická část - Spřahování vozidel v tramvajové dopravě

Spřahování vozidel v tramvajové dopravě je velice důležitou součástí provozu tramvají. Tato oblast bohužel není upravována žádnou standardizací – tramvaje jsou většinou ostrovní systémy, které nemusí splňovat směrnice interoperability. Jedná se především o výšku spřáhla nad TK, tuto velice důležitou hodnotu si upravuje každý výrobce dle svého uvážení. Dokonce je různá u stejného výrobce pro různé typy vozidel. Další oblastí, která není postihnuta žádnou standardizací, je spřahovací rozhraní – geometrie spřahovacích hlav. Tímto vzniká určitá závislost na výrobcích spřáhel, kompatibilita s jiným výrobcem není zaručena, tudíž vzniká monopol pro výrobu.

Spřahování v oblasti tramvajové dopravy prošlo během posledních dekad velkými změnami – dříve bylo používáno hlavně pro spojování vozů pro dvoučlenné, nebo vícečlenné řízení. Nyní je toto řešeno ucelenou jednotkou. Důvodem je požadovaná přepravní kapacita - nad spřáhly vzniká nevyužitý prostor, který při limitu maximální délky soupravy odebírá prostor pro cestující. Ucelené jednotky už z 90% používají spřáhlo pouze jako pomocné, pro manipulaci ve vozovně, či odtažení vozu v případě poruchy.

Dalším vlivem, který významně proměnil spřáhla, je bezpečnost ostatních účastníků silničního provozu, dále potom ochrana cestujících přímo v samotné tramvaji. Ochrana ostatních účastníků spočívá v konstrukci takzvaného skládacího spřáhla, kdy spřáhlo nevystupuje mimo obrys vozidla a nad spřáhlem je absorbér energie. Nově vyráběná vozidla musí splňovat požadavky normy EN 15227+A1 [1].

Vozidlo s pevným spřáhlem by těmto novým předpisům nevyhovělo. Pevné spřáhlo je velice nebezpečné při nárazu do boku osobního automobilu, kde karoserie velice těžko odolává ostrým tvarům spřahovací hlavy. Není zde žádný prostor pro absorbování energie. Obrázek 7 ukazuje následky havárie s osobním automobilem, řidič osobního automobilu měl štěstí, že náraz směřoval do B sloupku karoserie, takže spřáhlo neprošlo do kabiny. V případě nárazu do dveří vozidla by mohlo dojít k průniku spřáhla do kabiny a daleko horším následkům havárie.



Obrázek 6 – tramvaj T3 [2]



Obrázek 7 – nehoda tramvaje T3 a vozidla AUDI na křižovatce Vršovická – Petrohradská, Praha
26.10.2012

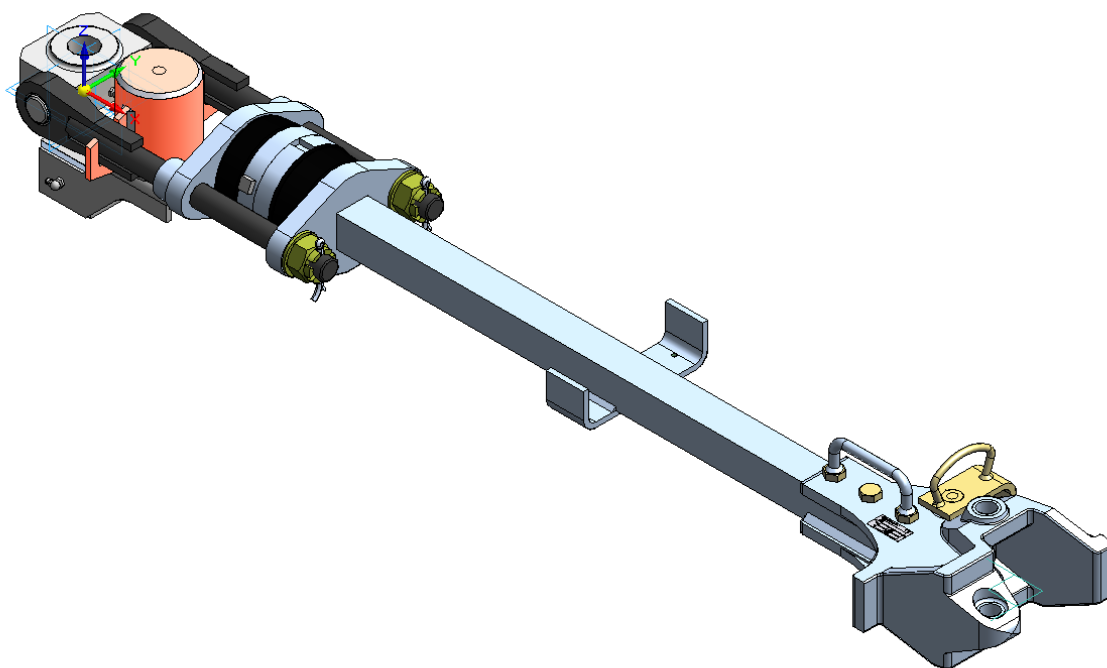
1.1 Manuální spřahování

Základním dělením spřahovacího ústrojí vozidel je způsob spřahování – jestli je nutná přítomnost pracovníků mezi vozy a spojení (spřahování) vozidel je prováděno manuálně, nebo jsou vozy spřaženy automatickým spřáhlem. V následujících kapitolách se budu zabývat spřáhly, které se spřahují manuálně.

1.1.1 Druhy spřáhel

1.1.1.1 Pevné spřáhla

Jednoduchá pevná spřáhla jsou starší konstrukce, neobsahují žádný prvek pro sklopení. Jsou nejčastěji vidět na vozech vyráběných do konce devadesátých let. Někteří výrobci je stále požadují pro rekonstrukce svých vozů.



Obrázek 8 – SPP120 spřáhlo pomocné pevné [4]

Výhoda těchto spřáhel je zřejmá, jednoduchá výroba, neobsahuje prvek pro sklopení – méně vyráběných součástí, méně problémů ve vzpěrném namáhání.

Nevýhody byly zmíněny v předchozích kapitolách, zejména nedostatečná ochrana chodců a vozidel v případě srážky.

1.1.1.2 Pevná spřáhla nasazovací

Jedním ze způsobů, jak řešit pevná spřáhla, byl vyvinut firmou VÚKV u projektu tramvaje ForCity 15T. Na hrubé stavbě tramvaje je přišroubován závěs, do kterého se spřáhlo vloží. Spřáhlo je při normálním provozu rozloženo a ukryto v zadní části vozidla.

Toto řešení je elegantní z pohledu výroby spřáhla, konstrukce je jednoduchá a tudíž laciná. Navíc je každé vozidlo vybaveno pouze jedním spřáhlem – což zapříčiní další snížení nákladů a tolik sledované hmotnosti.



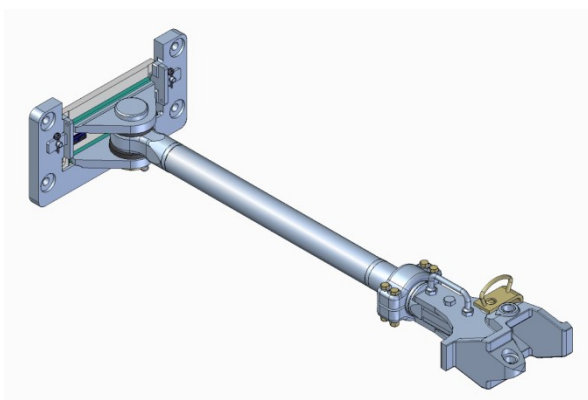
Obrázek 9 – tramvaj ForCity ve vozovně [4]

Nevýhodou tohoto systému je náročnost na obsluhující personál. Nefunkční vozidlo na trati by v ideálním případě měli vyřešit sami řidiči/řidičky tramvají. Minimálně se tam potkají dva, jeden z porouchané tramvaje a druhý z tramvaje zastavené za porouchanou.

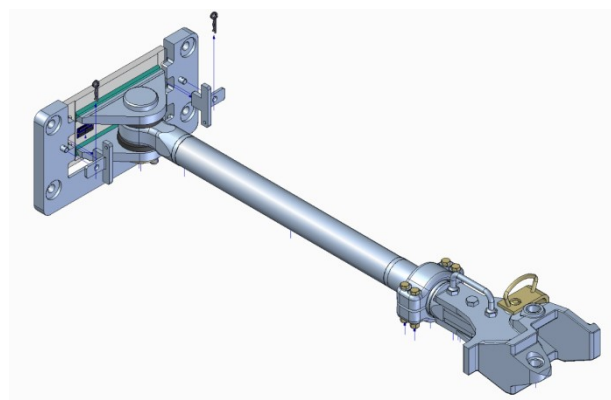
Prvním problémem je hmotnost, polocelek spřáhla se spřahovací hlavou vážící 55 kg, se musí nasměrovat do základny namontované na tramvaji. Druhým problémem, především z pohledu dopravního podniku, je nutnost použití náradí – konkrétně klíče. Po usazení spřáhla do závěsu se musí dotáhnout šrouby upevňující závěs na hrubou stavbu.

Tyto problémy vyřazují použití tohoto druhu spřáhla ve většině tendrů na výběr dodavatele tramvají, všichni chtějí mít spřahování vozidel co nejjednodušší a bez použití jakýchkoliv dalších nástrojů.

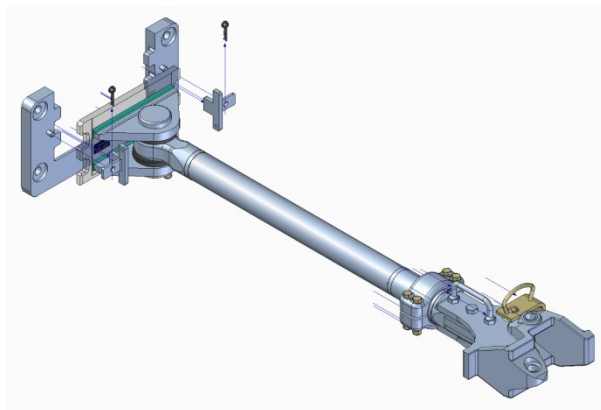
Ovšem nejdůležitějším problémem je nesplnění požadavků na crash a ochranu ostatních účastníků provozu. Takto koncipované spřáhlo vylučuje použití prvku pro absorbování energie – nárazníku. Nárazník by významně ztížil přístup k závěsu pro spřáhlo, takže by bylo pro obsluhující personál velice obtížné spřáhlo osadit na čelo vozidla. Takto nově navržené vozidlo by neprošlo schvalováním – nesplnilo by podmínky normy EN 15227+A1 [1].



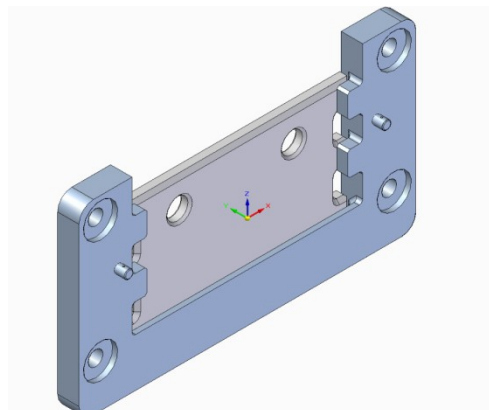
Nasazené spřáhlo



Odjištěné pojistky

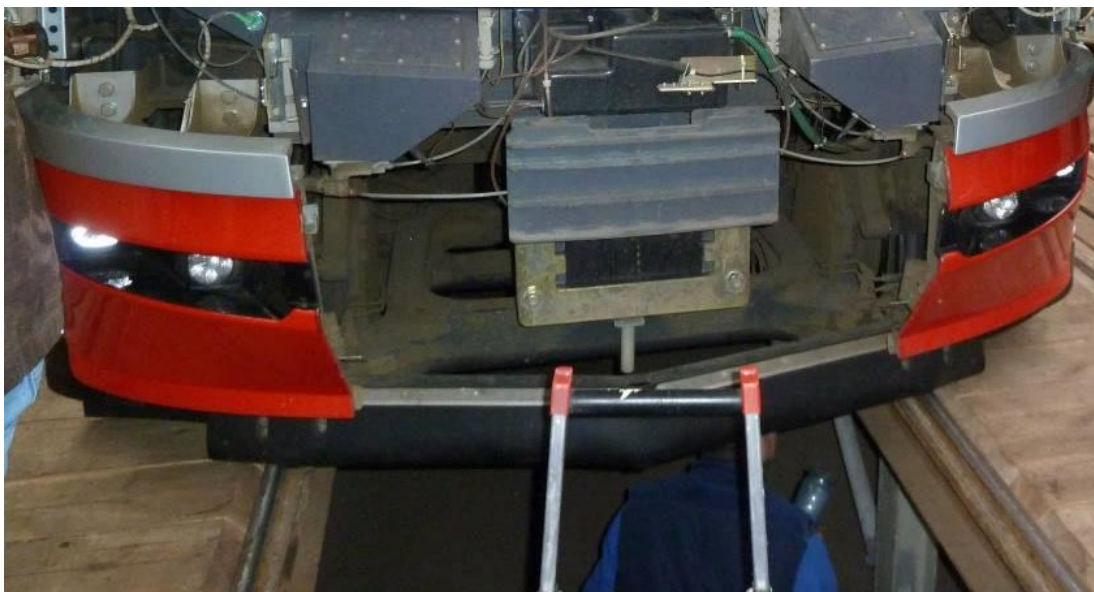


Spřáhlo lze vyjmout z čela vozidla

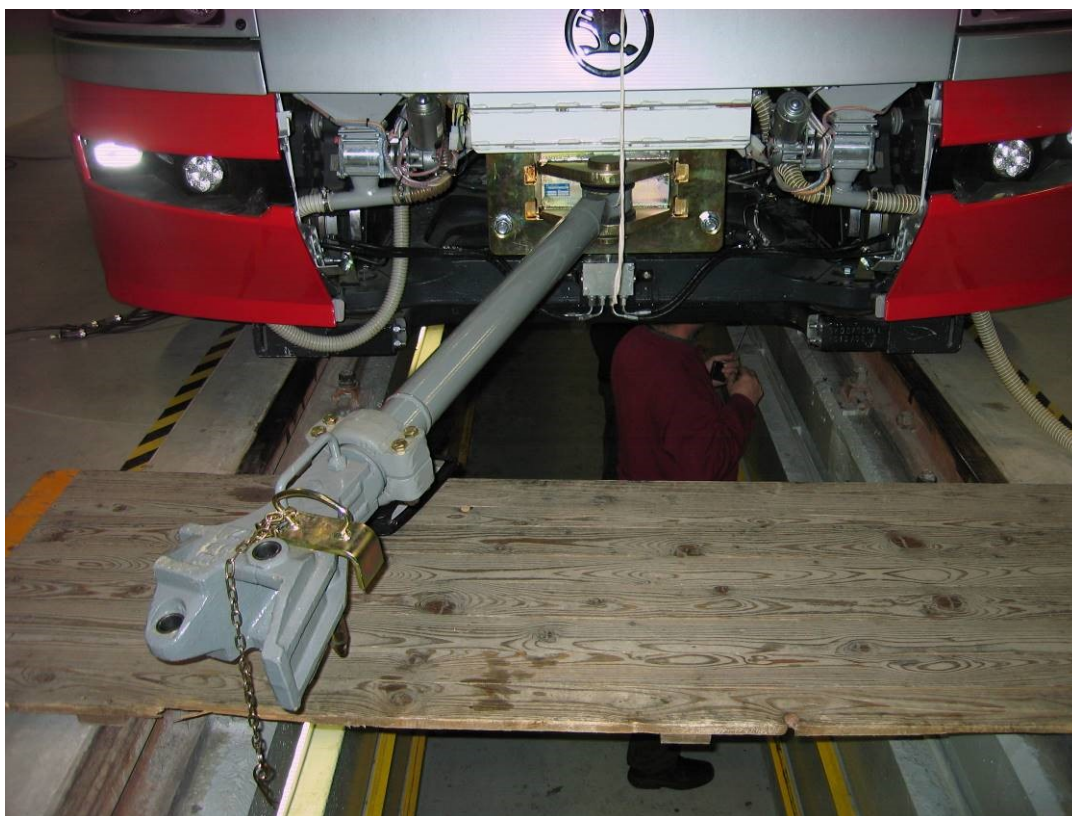


Po vyjmutí spřáhla se do závěsu umístí krycí deska

Obrázek 10 - popis vyjmutí spřáhla z čela vozidla [4]



Obrázek 11 – čelo tramvaje po odejmutí laminátového krytu [4]



Obrázek 12 – nasazené spřáhlo na čele vozidla [4]



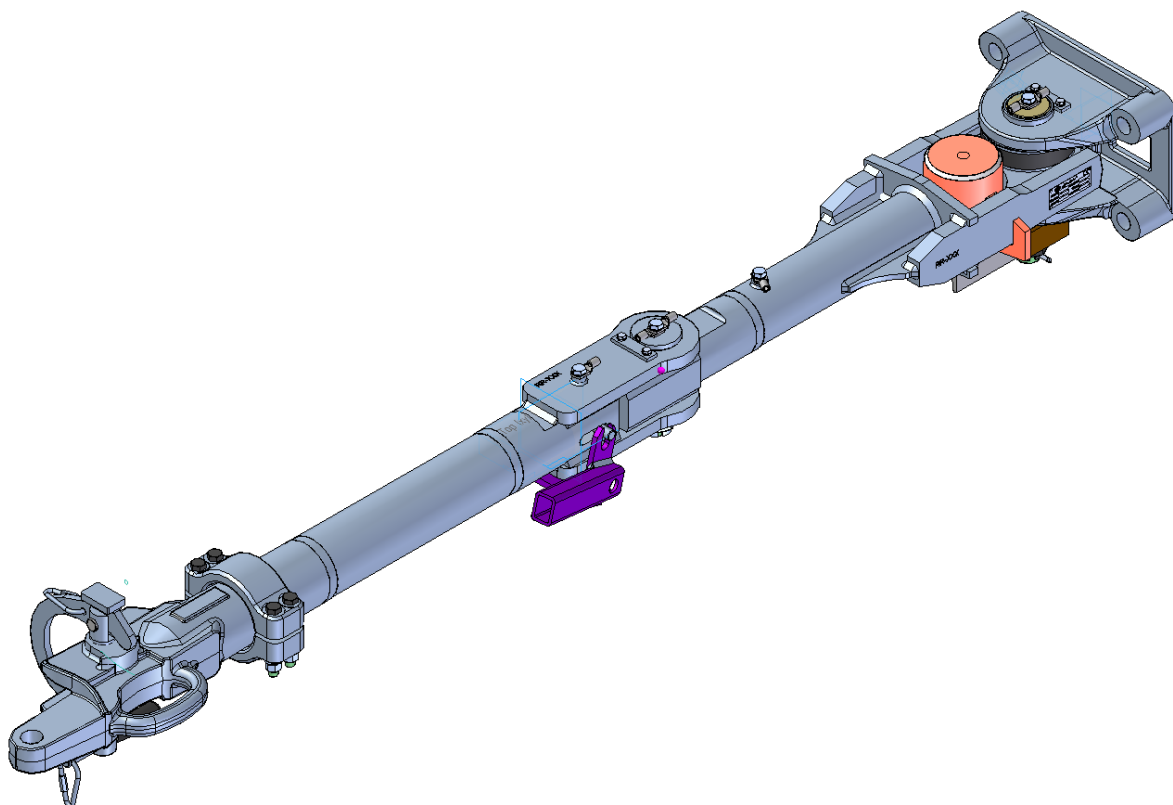
Obrázek 13 - odtažení vozu v provozu na Národní třídě [autor]

1.1.1.3 Skládací spřáhla

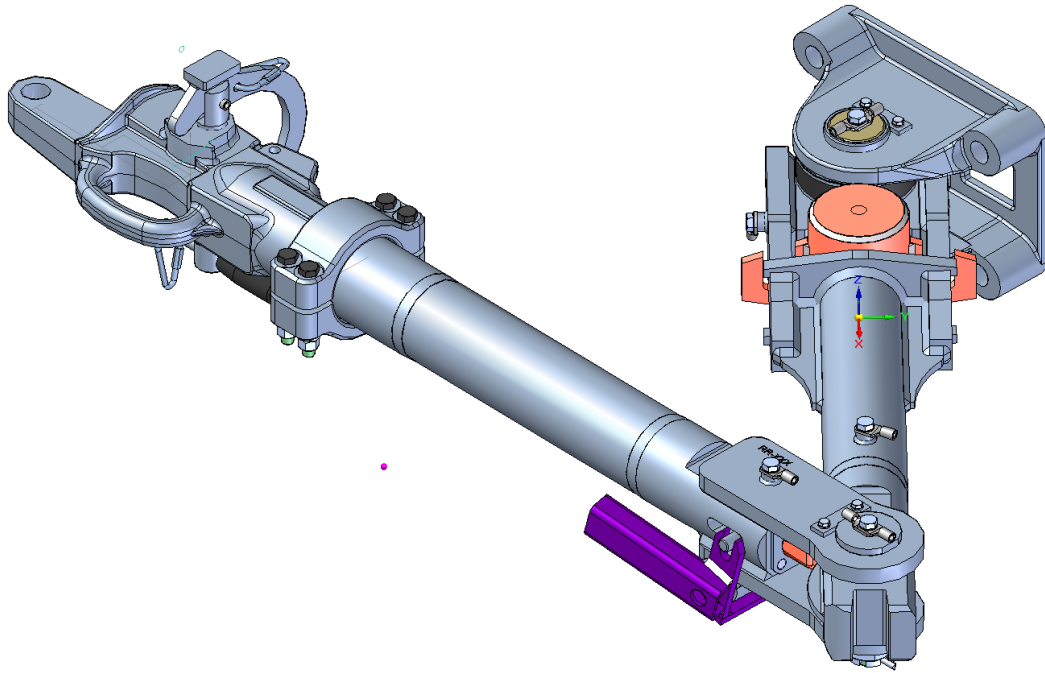
Skládací spřáhlo nahrazuje nedostatky spřáhla nasazovacího. Spřáhlo je trvale namontováno na tramvaji, je složené pod deformačním nárazníkem. Po vyčerpání deformace nárazníku stále zbývá dost prostoru pro spřáhlo. Spřáhla zpravidla bývají vybavena pružinovým podpůrným mechanismem, který udržuje spřáhlo při napříměném stavu ve vodorovné poloze. Po uvolnění spřáhla z parkovací polohy se spřáhlo napřímí, při napřímění dojde k zapadnutí západky do výřezu v jednom z táhel. Západka je tlačena do výřezu tlačnou pružinou, která je skryta v táhle.

Po napřímění spřáhla může dojít k samotnému procesu spřažení. Pro složení spřáhla je nutné uvolnit aretační mechanismus – zpravidla se to provádí pomocí vyhazovače, který je ovládán výhybkovou tyčí. Někteří zákazníci vyžadují ovládání rukojetí, tady se ovšem vystavují riziku velkých ovládacích sil. Západka totiž musí bezpečně zajišťovat spřáhlo proti složení, takže navržená síla v pružině západky nemůže být malá. Při použití madla nemůže dojít k takovému přepákování jako při použití výhybkové tyče, takže ovládací síla je velká. Výhodami spřáhla je snadná obsluha, personál se nemusí dostávat pod tramvaj, nemusí operovat s těžkými předměty a nepotřebuje žádné dodatečné nástroje.

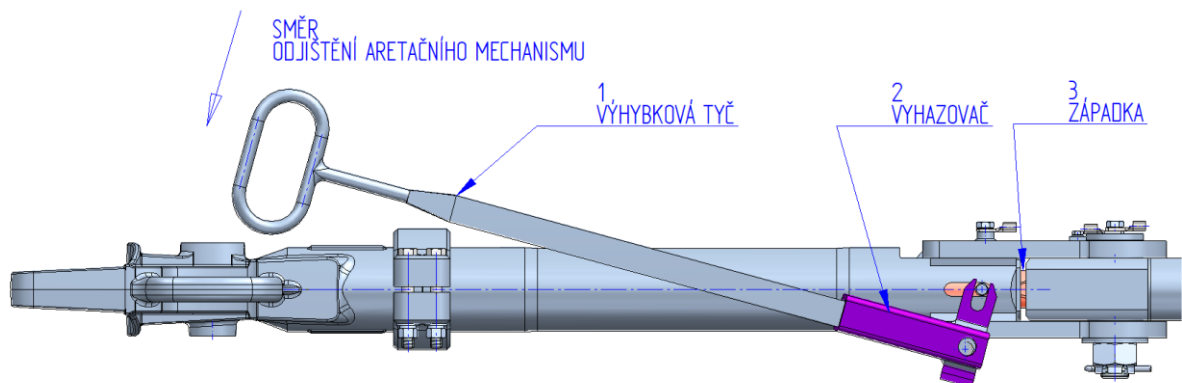
Mezi nevýhody patří větší zástavbové rozměry, které mnozí výrobci vozidel nejsou ochotni akceptovat.



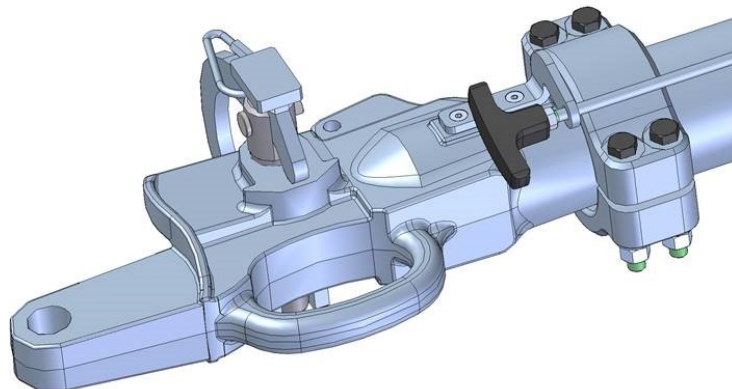
Obrázek 14 – skládací spřáhlo v napříměné pozici [3]



Obrázek 15 - složené spřáhlo [3]



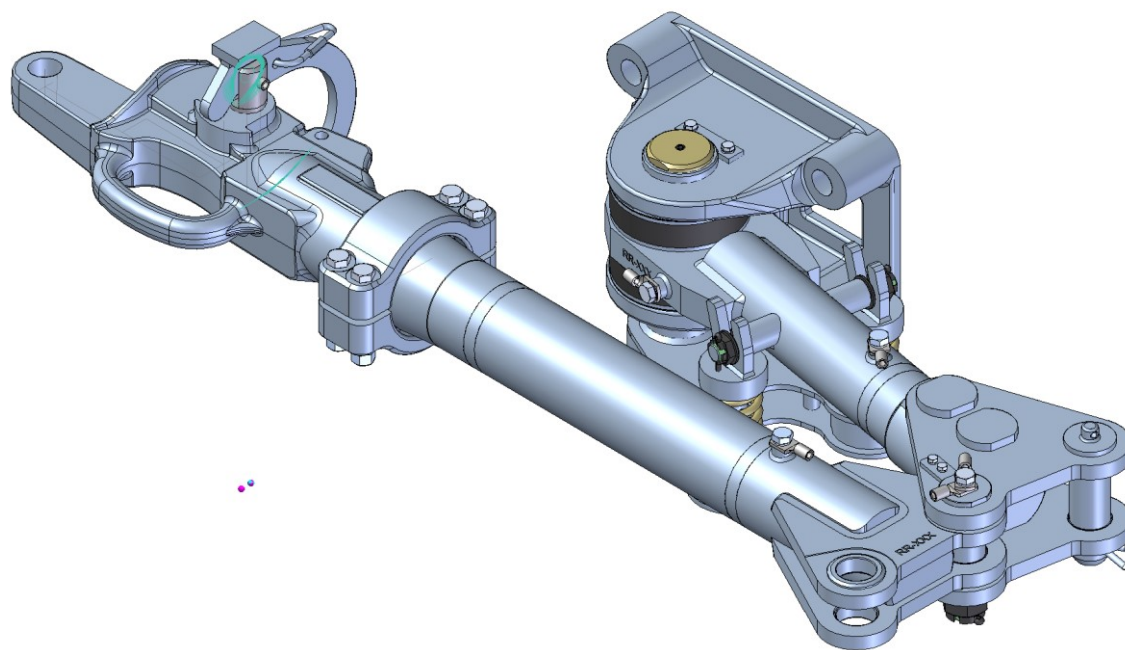
Obrázek 16 – schéma uvolnění aretace spřáhla [3]



Obrázek 17 – ovládání aretačního mechanismu pomocí T-rukojeti [3]

1.1.1.4 Skládací s pantem

Toto řešení obsahuje lámací mechanismus na principu pantu. Spřáhlo je po napřímení zajištěno pojišťovacím kolíkem, který se zasune do otvoru v pantu. Výhody tohoto systému jsou minimální zástavbové rozměry, relativní jednoduchost pantu – není zde žádný pružinový mechanismus. Nevýhodou je větší náročnost pro obsluhující personál. Náročnost spočívá v nutnosti zasunutí zajišťujícího kolíku pod vozidlem. Tato operace navíc může být ztížena značným znečištěním dosedacích ploch. Pouzdra, na kterých se pant otáčí a do kterých se zasazuje zajišťovací kolík, jsou vyrobena z korozi-vzdorné oceli.



Obrázek 18 – příklad spřáhla s pantem [3]



Obrázek 19 – složené spřáhlo s pantem [3]



Obrázek 20 – složené spráhlo [3]



Obrázek 21 – spojené vozy [3]

1.1.1.5 Teleskopická spřáhla

Teleskopická spřáhla vyžadují větší zástavbové rozměry, nevýhodou je větší hmotnost, nicméně se jedná o elegantní a poměrně bezpečné řešení. V provozu je táhlo spřáhla se spřahovací hlavou zasunuto do trubky. Pro uvedení do provozu se táhlo vytáhne a zajistí se kolíkem. Kolík se zasouvá do horního otvoru (Obrázek 26). V provozu se na zasunuté spřáhlo umístí protikus (Obrázek 25) – spřahovací protikus opatřený pryžovým nárazníkem. Teleskopické spřáhlo zobrazené na obrázcích bylo použito na vozidle Siemens-Duweg jezdícího v Sheffieldu.



Obrázek 22 - Siemens-Duweg Supertram [3]



Obrázek 23 – teleskopické spřáhlo [3]



Obrázek 24 - detail provedení teleskopického spřáhla [3]



Obrázek 25 – ochrana spřáhla v provozu [3]



Obrázek 26 – detail zajištění teleskopického spřáhla [3]

1.1.2 Vliv konstrukčního provedení spřáhla na design vozidla

Pro větší názornost uvádím přehled výše zmíněných typů spřáhel a jejich vliv na design vozidla.

Tabulka 1 – přehled tramvají Škoda Transportation [5]



ForCity 15T

Nasazovací spřáhlo

Bez crash absorberů



ForCity Classc 28T

Klasické skládací spřáhlo

Crash absorberů na čele

vozidla



ForCity Plus 30T

Skládací spřáhlo s pantem

Crash absorberů na čele vozidla

1.1.3 Druhy spřahovacích rozhraní

Základním prvkem určujícím vlastnosti spřáhla je spřahovací rozhraní – spřahovací hlava. Existuje několik typů, které mají rozličné výhody a nevýhody. V zásadě je princip manuálního spřahování jednoduchý, po zasunutí hlav do sebe se provede zajištění spřahovacími kolíky. Ovšem problémem je spojování vozidel ve stoupání. Je takřka nemožné, aby vozidla mezi sebou zastavila přesně tak, aby otvory ve spřahovacích hlavách lícovaly. Tento nedostatek lze snadno vyřešit při spojování na rovině trati, kdy lze jedno vozidlo odbrzdit a poté se podaří kolíky zasunout. Horší situace nastává při spřahování ve stoupání, kde odbrzdění jednoho vozu není možné z důvodu bezpečnosti obsluhujícího personálu.

1.1.3.1 Pražská hlava

1.1.3.1.1 Popis

Pražská spřahovací hlava vznikla na počátku 20. století, v roce 1915 byla zavedena u pražských tramvají. Jak uvedená spřahovací hlava vznikla, a kdo je jejím autorem, se zatím nepodařilo zjistit [6]. Jedná se o odlitek z oceli na odlitky, do odlitku jsou nalisována ocelová kalená pouzdra. Spřahování probíhá pomocí dvou spřahovacích kolíků s přírubou – mezi kolíkem a kaleným pouzdem je vůle 1mm na průměru.

Spojení hlavy s táhlem je historicky pomocí tří kolíků. Narůstající hmotnosti tramvají způsobily nárůst požadovaných sil, takže spojení kolíky bylo doplněno svary.

Dříve byla spřahovací hlava připevněna přímo na táhlo pomocí svaru, dnes je běžné použití univerzálního rozhraní – takzvané korýtkové spojky. Důvodem je snadná výměna spřahovací hlavy v případě nějakého poškození nebo opotřebení.

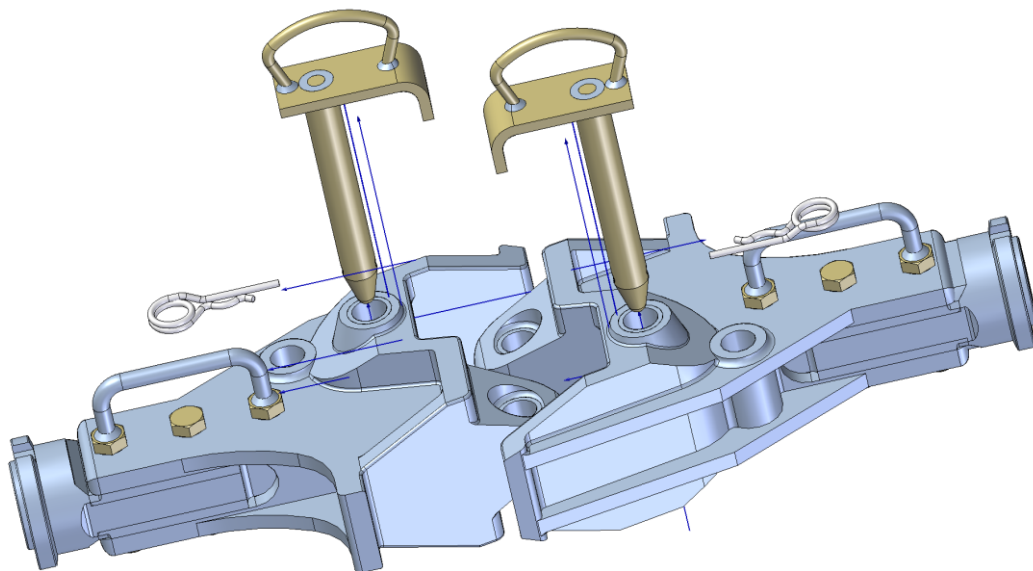
1.1.3.1.2 Spřahovací postup

Vozidla se k sobě přiblíží tak, aby do sebe spřáhla zapadla. Poté se zasunou spřahovací kolíky. Zde nastává problém, protože vozidlem nelze zastavit s přesností na 1mm, takže v případě zastavení vozidel na rovině lze jedno vozidlo odbrzdit, spřahovací hlavy uchopí personál za rukojeť a pohybem nahoru a dolu dojde k zapadnutí kolíků. Tento postup není moc bezpečný a celá situace se komplikuje při spřahování ve stoupání/klesání. Řešením tohoto problému jsou skládací spřáhla (Obrázek 29). Vozidla se k sobě přiblíží s částečně složenými spřáhly (Krok 1-2, Obrázek 29) a poté dojde ke spojení Pražských hlav (Krok 3, Obrázek 29). Po spojení je nutné jedním vozidlem popojet (Krok 4, Obrázek 29), tím dojde k napřímení spřáhel a jejich automatickému zajištění v napřímené pozici.

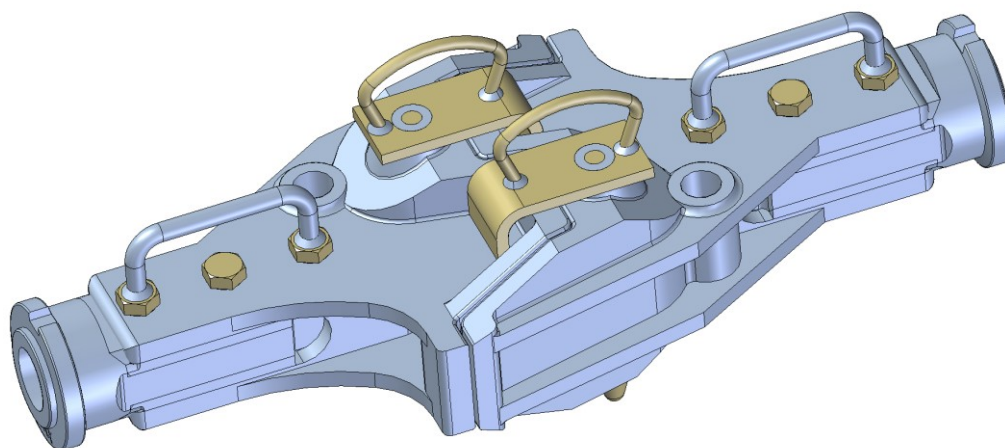
Mezi výhody pražské hlavy patří poměrně solidní tuhost ve vzpěru v místě spřažení. Mezi nevýhody patří větší hmotnost a limit přenášené síly 200kN pro průřez spřahovacích kolíků. Dále pak mezi nevýhody patří občasné problematické rozpojení vozů. Při zastavené

soupravě mnohdy bývá mezi spřáhly zbytková residuální síla, která ztěžuje vysunutí válcových kolíků.

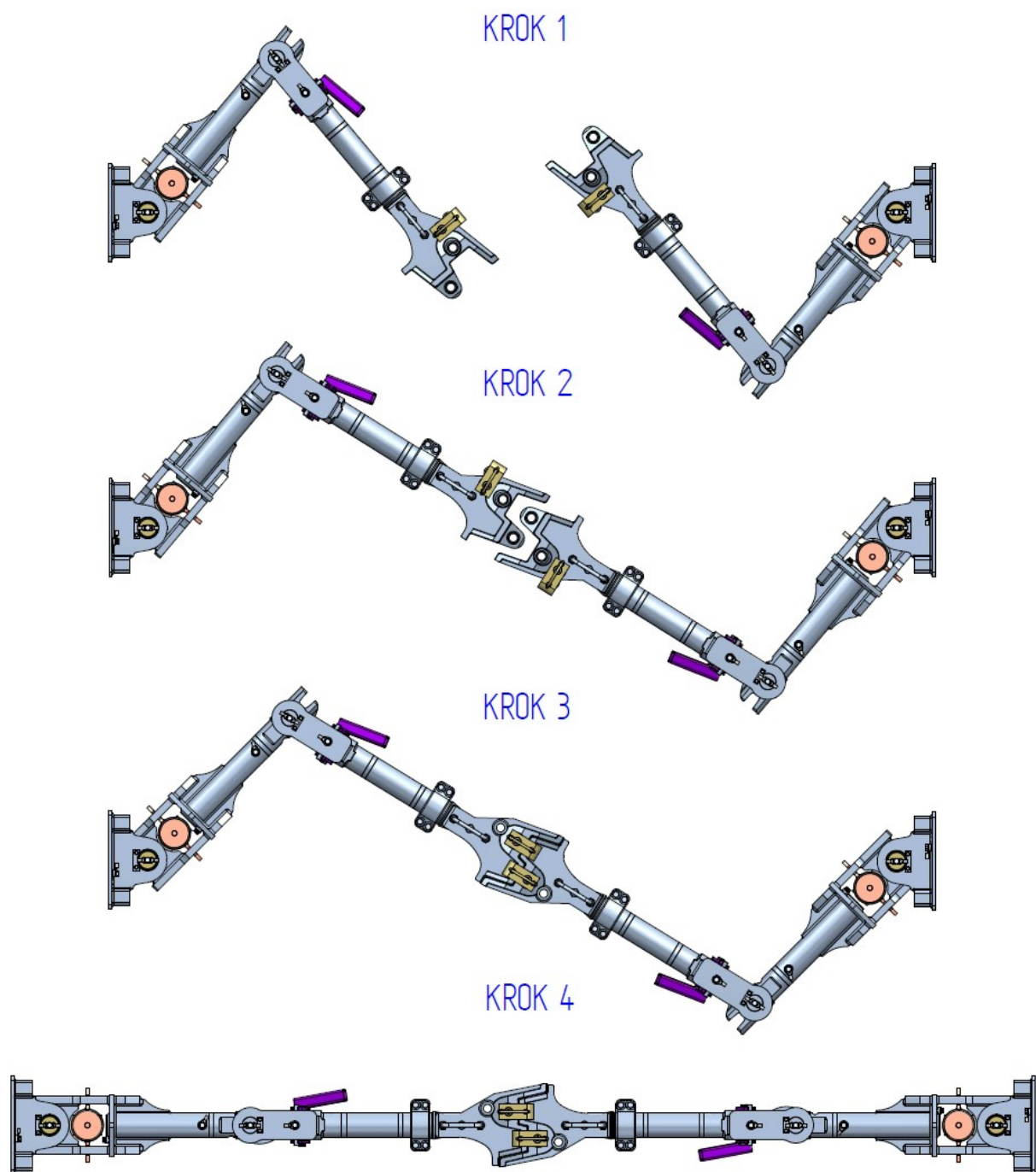
Pražská hlava je velmi rozšířená v zemích takzvaného východního bloku, zejména ve městech, kam pražské ČKD dodávalo tramvaje T3, kterých bylo od šedesátých let minulého století vyrobeno více jak deset tisíc exemplářů.



Obrázek 27 – spřahování hlav



Obrázek 28 – spřažené hlavy



Obrázek 29 – postup spřáhování se skládacím spřáhlem [3]

1.1.3.2 Hlava Albert

1.1.3.2.1 Popis

Dalším typem spřahovací hlavy, který je ve světě nejvíce rozšířen, je takzvaná spřahovací hlava Albert. Mnohé nehody při spřahování podnítily vývoj nového spřahovacího rozhraní, která byla vyvinuta v Německu. Nové rozhraní bylo pojmenováno hlava Albert a byla představena kolem roku 1920. Spřahovací postup řeší veškeré problémy s bezpečností při spřahování. Vozy se k sobě přiblíží, zabrzdí, obě spřáhla se vychýlí na stejnou stranu (Obrázek 30, krok 1). Potom lze hlavy k sobě pootočit tak, aby zapadl první kuželový kolík (Obrázek 30, krok 2). Po jeho bezpečném umístění uvolní personál místo mezi vozy, jeden vůz je zabrzděn a s druhým se jemně popojede. Tím dojde k napřícení spřáhel (Obrázek 30, krok 3), a druhý kuželový kolík lze bez jakýchkoliv problémů zasunout do druhého prázdného otvoru. Tento postup je naprosto bezpečný, protože veškerá manipulace mezi vozy probíhá při zabrzděných vozech. Navíc celou operaci zvládne udělat samotný řidič vozidla.

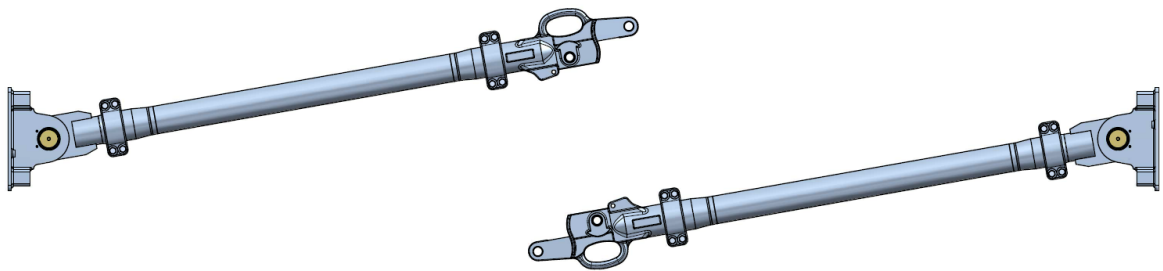
Mezi další výhody patří poměrně nízká hmotnost, asi o pět kg lehčí než pražská hlava. Kuželové spřahovací kolíky zaručují poměrně těsné spojení bez velkých vůlí. Výhodou kuželového kolíku je snadné rozpojení spřáhel, pokud je ve spřáhlech residuální síla. Při vysouvání kolíku dochází k postupnému uvolňování spoje a kuželový kolík lze poměrně snadno vyjmout, na rozdíl od válcového spřahovacího kolíku.

1.1.3.2.2 Druhy

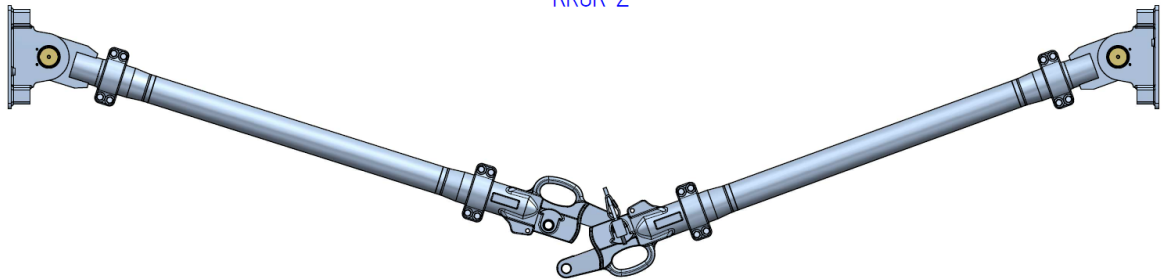
Albert hlava má díky své rozšířenosti několik variant, východní blok používal spřahovací hlavu s roztečí 188/57mm. Západní firmy zásadně používaly rozteč 188/60mm.

Dalším typem je hlava používaná na severu Evropy (Finsko, Švédsko), kde jsou rozteče zmenšeny na 120/60mm.

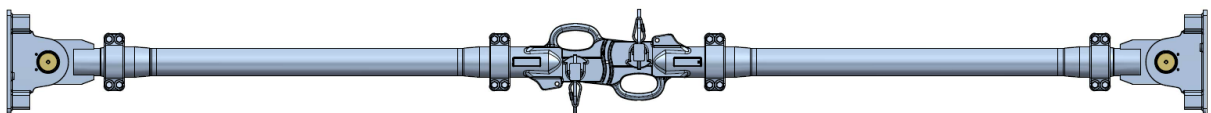
KROK 1



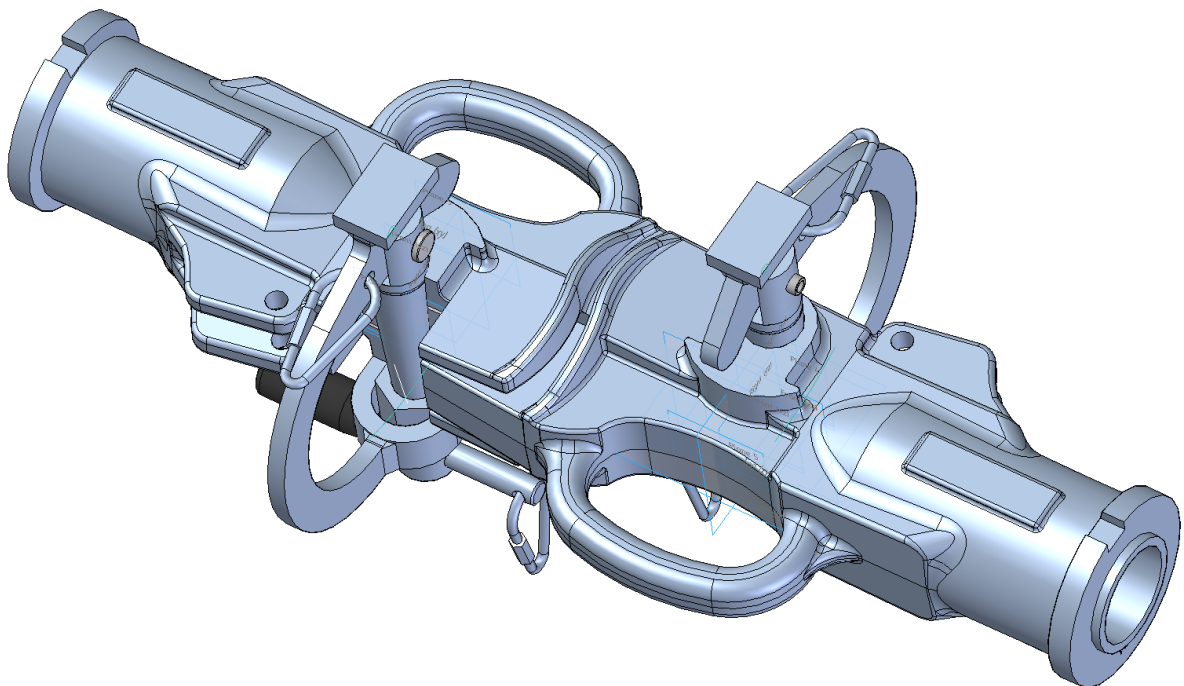
KROK 2



KROK 3



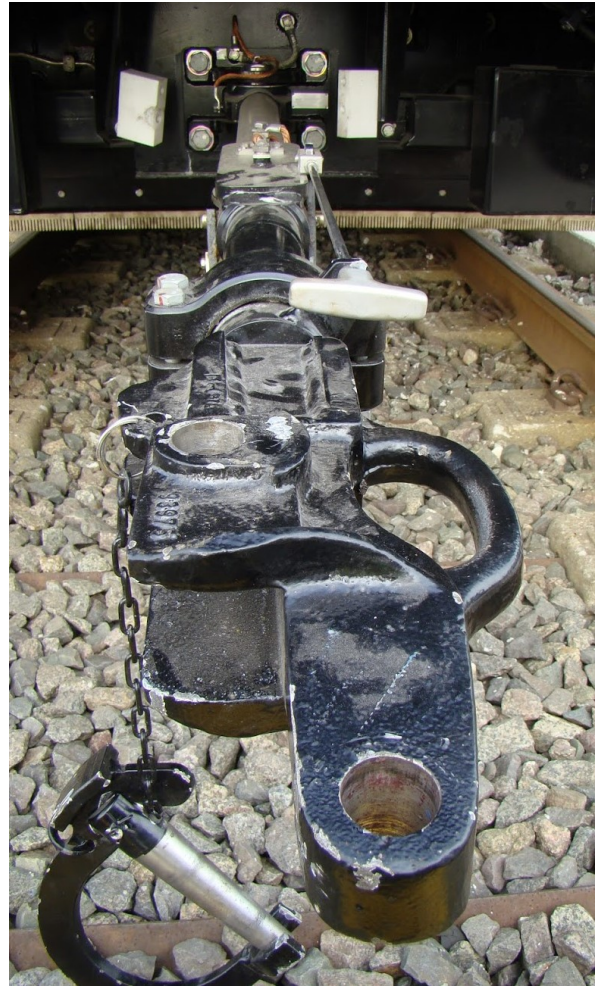
Obrázek 30 – postup spřahování 92 [3]



Obrázek 31 – sprážené hlavy albert [3]



Obrázek 32 – odlitek spřahovací hlavy Albert
[3]

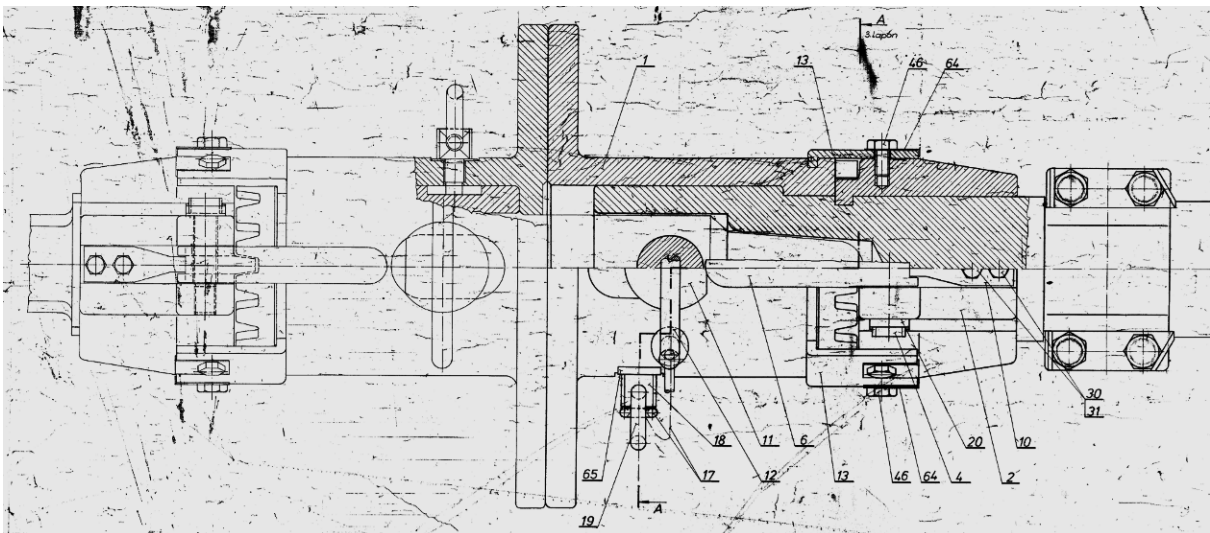


Obrázek 33 – spřahovací hlava v provozu [3]

1.1.3.3 Talířové spřáhlo GANZ



Obrázek 34 - talířové spřáhlo [4]



Obrázek 35 - výkres talířového spřáhla [4]

1.1.3.3.1 Tramvaje Ganz

Talířová spřáhla byla předchůdcem pražské spřahovací hlavy, u pražských tramvají byla nahrazena roku 1915. Talířová spřáhla nicméně vydržela u některých dopravních podniků do dnešních dnů, například dopravní podnik města Budapešť je má ve svém vozovém parku. Konkrétně se jedná o tramvaje GANZ (ICS) vyráběné konsorciem Ganz-MÁVAG a Ganz Villamosági Művek v letech 1967 až 1978.



Obrázek 36 – vozidlo GANZ BKV Budapešť [4]

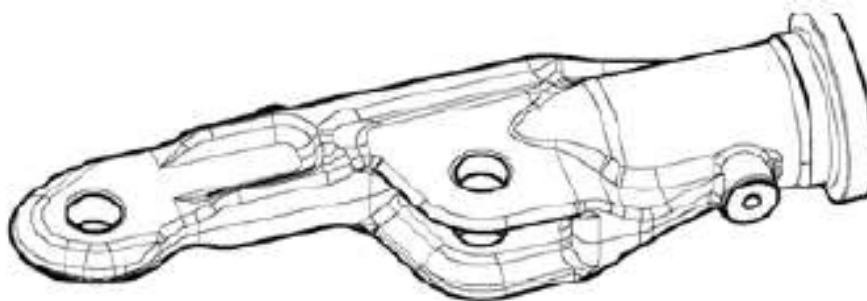
1.1.3.3.2 Popis spřahování

Pro spojení je třeba do spřahovací hlavy vložit mezikus, který se zajistí kolíkem. Poté se spojí hlavy, a druhým kolíkem se zajistí mezikus v druhé hlavě. Pro vymezení vůlí je hlava opatřena převlečnou maticí, kterou se celé spojení pevně dotáhne.

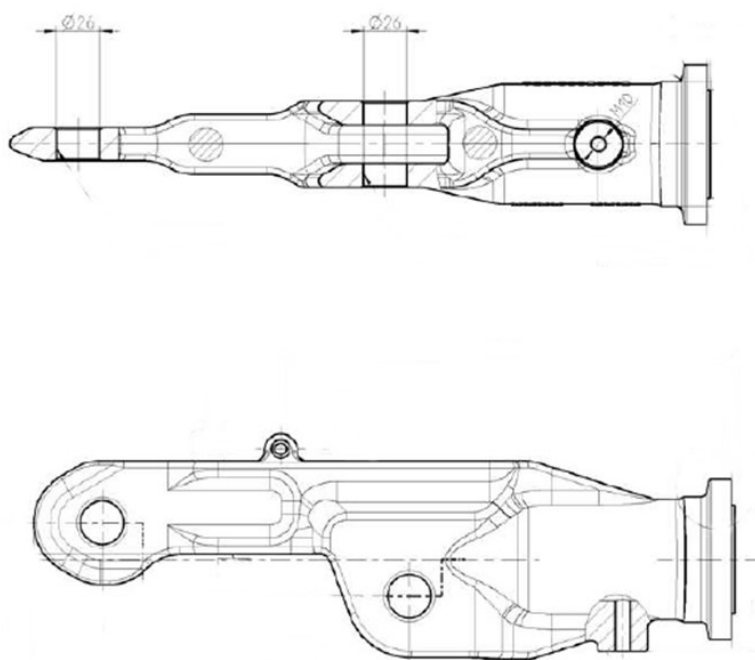
Mezi výhody tohoto systému patří spojení bez vůlí, nevýhodou je nutnost vozit mezikus v interiéru vozidla. V případě jeho ztráty nejde vozidla spřáhnout. Další nevýhodou je náchylnost na nečistoty, pokud se vnitřní prostor talíře zanechá, je třeba ho před spřažením vyčistit.

1.1.3.4 Georg-Fisher

Tento typ je svým principem podobný spřahovací hlavě Albert. Nicméně spojení probíhá pomocí dvou válcových kolíků, takže rozpojení může být kvůli residuálním silám problematické, podobně jako u pražské hlavy.



Obrázek 37 – Georg-Fisher Typ GF Cobra [4]



Obrázek 38 – GF Cobra –výkres [4]

Tento typ hlavy osazoval na svých vozidlech Stadler, konkrétně na typu Tango. Bohužel díky nárůstu délek spřáhel docházelo ke ztrátě stability v místě spřáhnutí. Malá vzpěrná pevnost patří mezi hlavní nevýhody tohoto typu spřahovací hlavy.

1.2 Automatická/poloautomatická spřáhla typu Scharfenberg

V šedesátých letech minulého století se spřáhla manuální začala nahrazovat spřáhly poloautomatickými a automatickými.

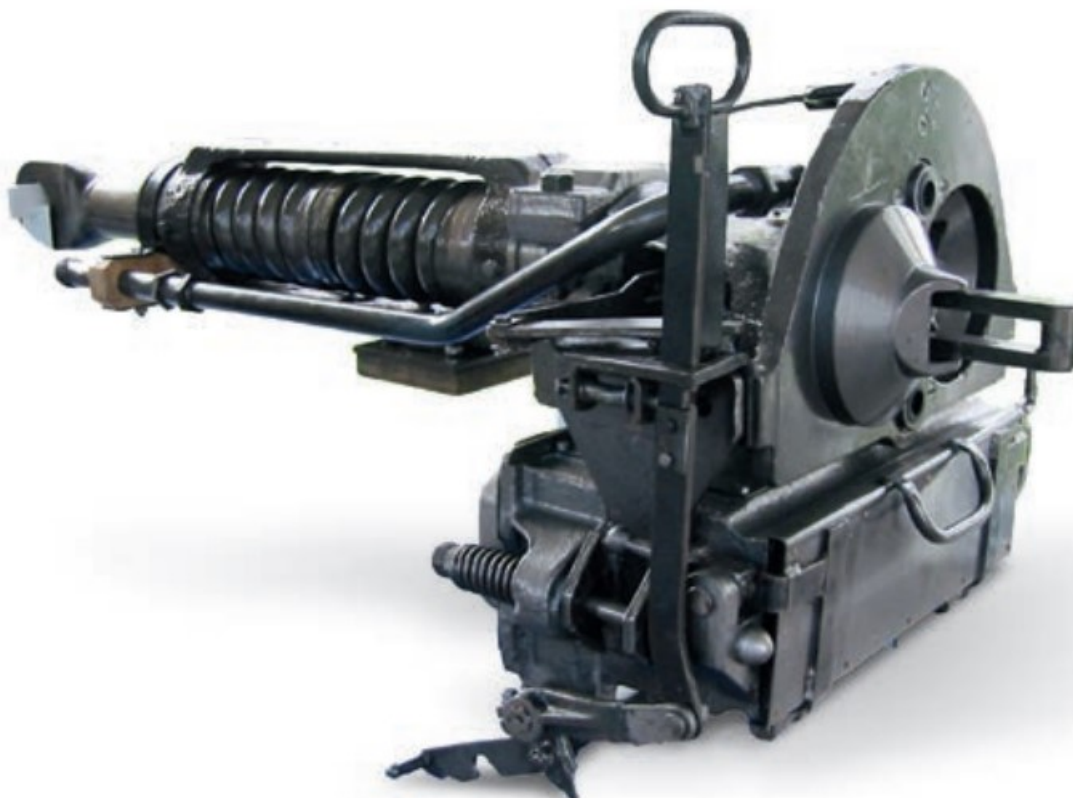
Většina automatických spřáhel na tramvajích je typu Scharfenberg, ostatní typy automatických spřáhel zde nebudu zmiňovat (železniční BSI, Secheron GF na vozech ČKD T6A5 jezdících v Praze). Princip spojování vozů byl navržen německým konstruktérem Karlem Scharfengergem roku 1903 v tehdy německém městě Königsberg (dnes Kaliningrad) [7]. Na obrázku 39 je vyfoceno jedno z prvních automatických spřáhel.

Princip fungování spřáhel typu Scharfenberg je na obrázku 40. Spřáhla jsou do sebe navedena pomocí naváděcích kuželů, do výřezů v kulisách (srdcovka) zapadnou třmeny, po spojení jsou kulisy zajištěny ve stabilní pozici pomocí tažných pružin. Tahové síly jsou přenášeny pomocí táhel a srdcovek, veškeré tlakové síly jsou přenášeny přes skříň spřahovací hlavy.

Nespojená spřáhla se drží pomocí pružných prvků v ose vozidla. V podélném směru jsou spřáhla takřka vždy vypružena, u novějších variant se používají plynokapalinové tlumiče pro absorbování nárazové energie. Maximální rychlost spřahování je určena hmotností vozidla a velikostí absorbované energie v tlumiči. Zpravidla bývá rychlost spřahování kolem 2km/h.

Pro spřahování je výrobcem spřáhla vyhotoven spřahovací obrazec, který určuje maximální dovolené vychýlení spřáhel mezi sebou pro jednotlivé směry.

Mezi hlavní výhody patří snazší spřažení, bezpečné spojení a velká vzpěrná tuhost. Hlavní nevýhodou je hmotnost a vysoká cena. Spřáhla tohoto typu jsou řádově pětkrát dražší než obyčejná manuální.



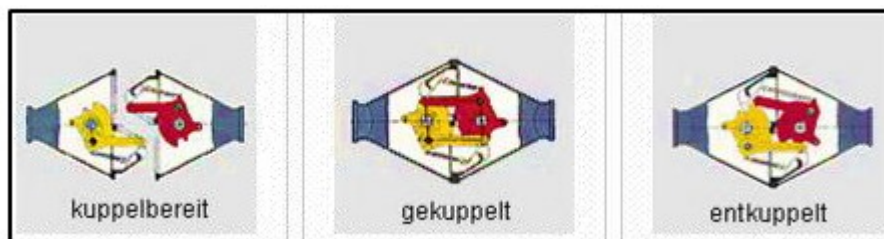
Obrázek 39 - jedno z prvních automatických spřáhel [7]

Poloautomatická spřáhla – spřahování probíhá automaticky – do zabrzděného vozu najede druhý vůz malou rychlostí. Pro rozpojení spřáhel už je třeba zásahu obsluhujícího personálu, který spřažené hlavy rozpojí. Rozpojení tedy probíhá ručně.

Automatická spřáhla mají obě operace automatizované, tudíž zde musí být nějaký druh pohonu, který přemůže pružinu a spřáhla rozpojí. Rozpojení spojených spřáhel probíhá pomocí elektrického pohonu nebo pneumatického pohonu.

1.2.1 Jednopolohový mechanismus

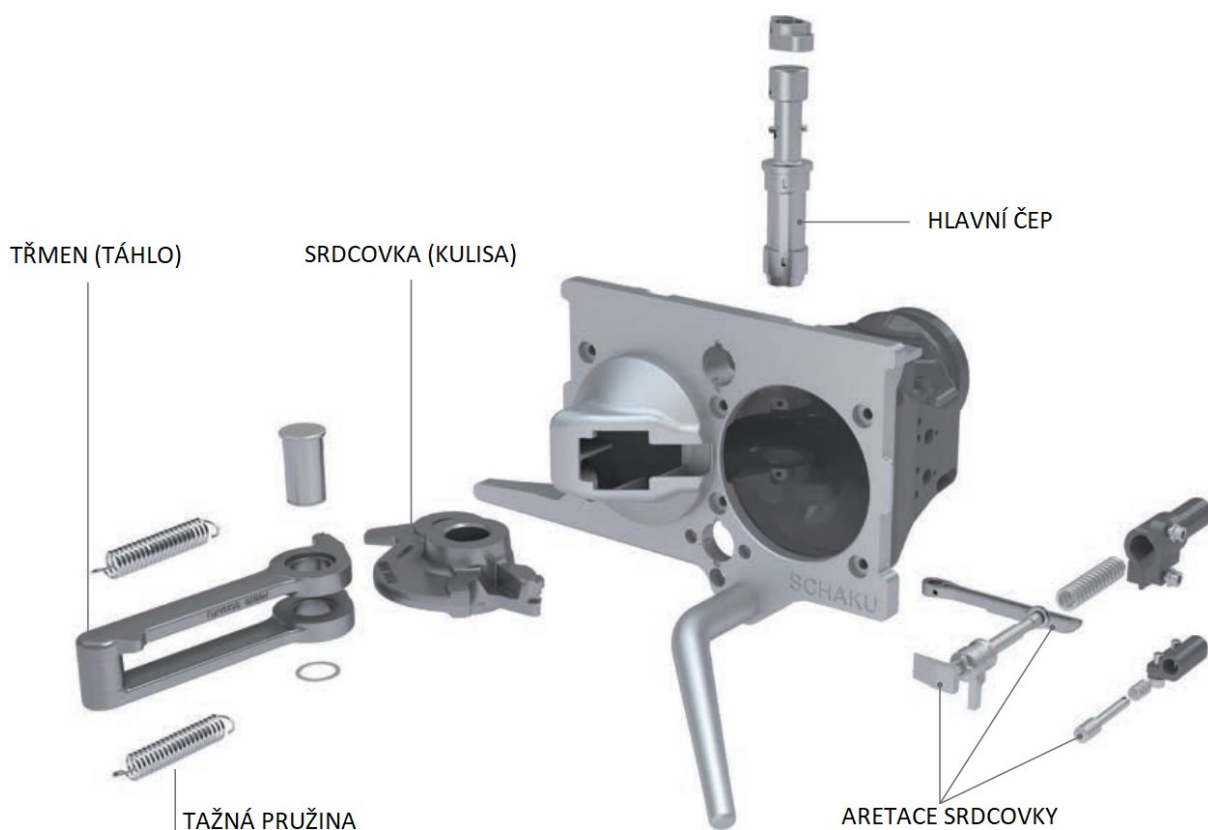
Jednopolohový mechanismus (Obrázek 40) má pouze jednu stabilní pozici u spojeného i rozpojeného spřáhla. Při spojování se druhým spřáhlem stlačí spojovací třmen; tím se zároveň natáčí srdcovka do spojovací pozice. V okamžiku, kdy čep táhla zapadne do vybrání v srdcovce, pružiny vrátí srdcovky do výchozí polohy a spřáhla se spojí. Tažné pružiny zajišťují spřáhla proti rozpojení. Pro rozpojení spřáhel je nutno pootočit srdcovku (ručně, elektricky, pneumaticky) do polohy pro rozpojení, poté jdou spřáhla rozpojit.



Obrázek 40 – jednopolohový mechanismus [8]

1.2.2 Dvoupolohový mechanismus

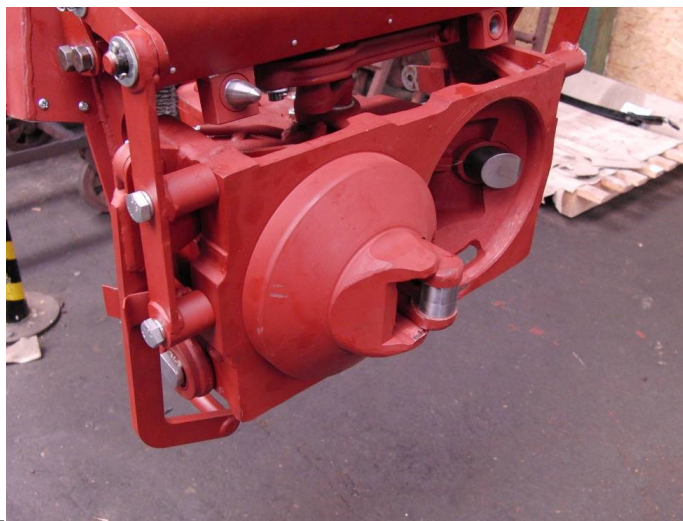
Dvoupolohový mechanismus [7] rozlišuje spojenou a rozpojenou polohu. V rozpojené poloze jsou kulisy (srdcovky) natočeny tak, že spojovací čep téměř nevyčuhuje z naváděcího kužele. V této poloze je mechanismus zajištěn západkovou tyčí, která vystupuje na boku hlavy spřáhla. Při spojování zatlačí kužel druhého spřáhla na nárazník, dojde k vyvléknutí západkové tyče a pružiny natočí srdcovky do spojené pozice. Západkovou tyč lze na boku hlavy uvolnit i ručně. Při rozpojování je přemožena síla pružin, srdcovky se natočí do rozpojené pozice a západková tyč je samočinně v této pozici zajistí.



Obrázek 41 – dvoupolohový mechanismus [7]

1.2.3 Spřahovací hlava ESV

Tato spřahovací hlava vychází z typu Scharfenberg, byla vyráběna a používána na vozech východního bloku, zejména výrobcem ČKD Praha. Tento typ spřáhla dodávala firma Kovolisu Vrdy s.p., ze kterého vznikla společnost Transelco CZ, s.r.o. Jedná se o takzvané dvoupolohové spřáhlo, s maximálním dovoleným zatížením 100kN v tahu a tlaku.



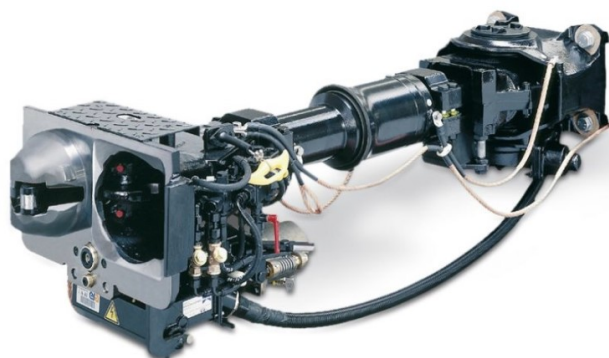
Obrázek 42 – spřáhlo ve výrobě [4]



Obrázek 43 – tramvaj T5C5 v BKV Budapešť [4]

Spřáhlo je vybaveno pryžokovovými prvky pro absorpci podélných rázů při spřahování. Podpurný mechanismus spřáhla je tvořen listovým perem.

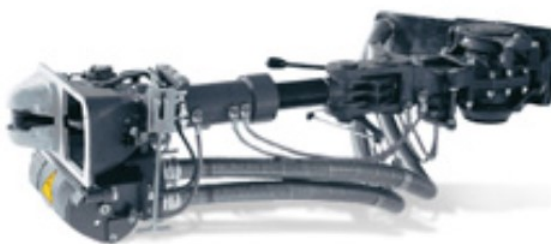
1.2.4 Typ 330



Obrázek 44 – Typ 330 [9]

Spřahovací hlava typu 330 [9] je nejčastějším zástupcem automatických spřáhel u tramvajových vozidel. Jedná se o tzv. jednopohové spřáhlo, které je určeno pro přenos sil do 330kN v tahu nebo tlaku.

1.2.5 Typ 430/530



Obrázek 45 – Typ 430 [9]

Použití tohoto typu už je na pomezí tramvajových vozidel a LRV (nebo metra), zpravidla je vybaven dvoupohovým mechanismem a je určen pro síly do 530kN [9] v tahu a tlaku.

Typů spřáhel Scharfenberg je mnoho, uvedl jsem zde pouze některé, které se nejvíce používají v kategoriích vozidel P-V a P-IV [10]. Ohledně spřahovacího rozhraní v podstatě neexistuje žádná normalizace. Největšími výrobci určujícími směr vývoje jsou německý VOITH a švédský Dellner.

1.3 Virtuální spřáhla



Obrázek 46 – virtuální spřáhla [11]

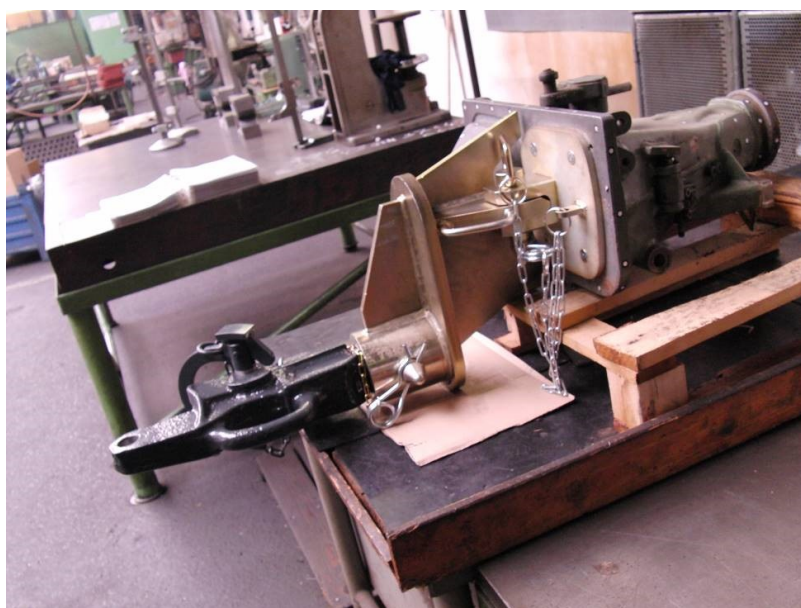
Virtuální spřahování [11] bylo představeno na veletrhu Innotrans 2018 v Berlíně. Jako novinku virtuální spřahování představila španělská firma CAF, ve spolupráci s firmami Siemens a Bombardier. Princip virtuálního spřáhla je následující - vozidla k sobě přiblíží na určitou vzdálenost, pomocí senzorů je tato vzdálenost udržována konstantní. Vozidla se spárují pomocí bezdrátové komunikace, a z řídicího vozu jsou přenášeny řídicí signály do spřaženého vozu, pohon, brzda, otevírání dveří, osvětlení vozu, informace na informačních panelech.

Jedná se určitě o zajímavý směr, protože spřahování je vždy spojeno s náklady – buď s náklady na obsluhující personál u manuálního spřáhla, nebo s náklady na drahé, těžké a složité automatické spřáhlo. Vozidlo s možností virtuálního spřahování může být vybaveno pouze jednoduchým lehkým manuálním spřáhlem, které tam musí být pro případ poruchy nebo manipulace ve vozovně. V případě potřeby zvýšení přepravní kapacity ve špičkách, může být použito spřáhlo virtuální. Díky tomu dojde k úsporám v oblasti mzdových nákladů na řidiče vozidel, jeden řidič tímto dokáže uvést dvojnásobný počet cestujících. Tento způsob je velice operabilní, spojení vozidel dojde v rámci minut bez nároku na obsluhující personál. Spojení vozidel může být navíc provedeno kdekoli na trati, třeba v místě střídání směn řidičů a řidič z druhého vozidla může jít na povinnou přestávku. Všechny tyto scénáře jsou záležitostí plánování v dopravních podnicích, pro použití musí být přizpůsobena i infrastruktura – délka nástupiště.

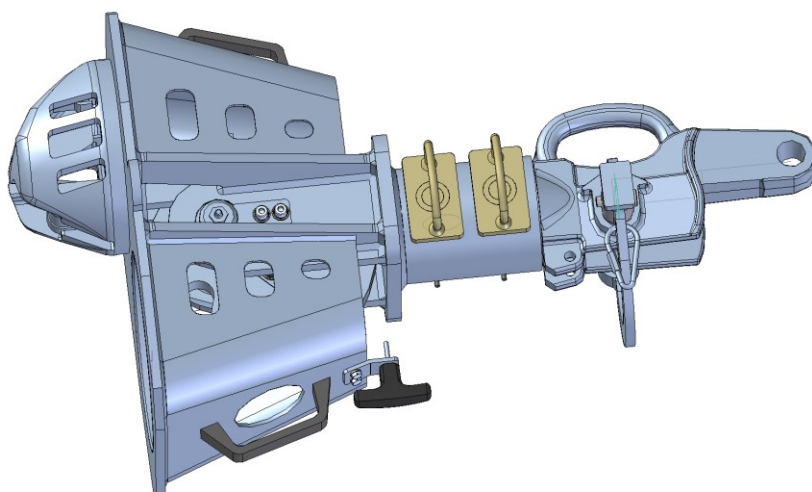
Důležitým problémem, který bude třeba u virtuálních spřáhel vyřešit je bezpečnost – aby nikdo nemohl probíhat mezi virtuálně spřaženými vozy. Buď se mezi vozy bude muset umístit nějaký spojovací článek – třeba řetěz, nebo bude třeba soupravy vybavit detekcí pohybu osob, aby nemohlo dojít k rozjetí souprav, pokud se mezi nimi nachází osoba.

1.4 Adaptéry

Tramvajové tratě jsou ostrovní systémy, nicméně lze se občas potkat na jedné trati s více typy spřáhel. Tímto rozdíly bohužel nekončí, dokonce se stává, že každý typ spřáhla má jinou výšku nad TK. Odstrašujícím příkladem tohoto je dopravní podnik BKV Budapešť, kde v jedné síti kolejí mají čtyři druhy vozidel se čtyřmi různými spřahovacími hlavami, a každou v jiné výšce nad TK. Díky tomu je potřeba spojit velice rozdílné rozhraní, narůstají nároky na konstrukci adaptérů a zároveň na obsluhující personál. Celou situaci by v budoucnu mohla usnadnit standardizace, jenž by určil jednu výšku osy spřáhla nad TK. V současné situaci si každý dopravní podnik určuje výšku spřáhla nad TK podle svých již existujících vozidel, aby nemusel řešit rozdílnou výšku pomocí adaptérů.



Obrázek 47 – adaptér Albert a spřahovací hlava TW6000 [3]



Obrázek 48 – adaptér Albert a spřahovací hlava typ 330 [3]

1.5 Dimenzování spřáhel a legislativní požadavky

1.5.1 Legislativní požadavky

1.5.1.1 Norma ČSN EN 15020+A1 [12]

Norem, které se vyloženě zabývají spřáhly je málo. Jediná norma, která se spřáhly zabývá je ČSN EN 15 020+A1: Železniční aplikace – Nouzové spřáhlo – Požadavky na vlastnosti, specifická geometrie rozhraní, metody zkoušení.

Tato norma ovšem neřeší problematiku spřáhel pro tramvaje, ale řeší pouze problematiku nouzových spřáhel pro železniční kolejová vozidla.

1.5.1.2 Norma ČSN EN 15 227+A1 [1]

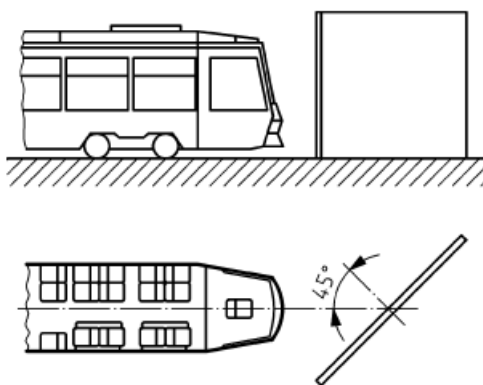
Podobně jako norma ČSN EN 12 663 rozděluje vozidla na konstrukční kategorie:

- C-I - lokomotivy, osobní vozy a pevné vlakové jednotky
- C-II - vozidla metra
- C-III - tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
- C-IV - tramvajová vozidla

Norma obsahuje čtyři kolizní scénáře, u kterých předepisuje pro každý typ vozidla různé parametry srážky. Kategorie C-IV tramvajových vozidel se týkají scénáře 1 a 3. Norma nepředpokládá srážku tramvaje s nákladním vozem nebo regionálním vlakem. Jinými slovy, předpokládá pouze srážky vozidel, která se mohou potkat. Z principu nemůže vjet nákladní vůz na ostrovní tramvajovou trať.

Scénář 1 pro vůz kategorie C-IV předepisuje srážku s totožnou vlakovou jednotkou o rychlosti $15\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Scénář 3 pro vůz kategorie C-IV předepisuje srážku s pevnou překážkou 3t. Překážka má svírat s kolejemi úhel 45° , zjišťuje se chování přední části vozidla.



Obrázek 49 – rohová kolizní překážka pro scénář č. 3 [1]

1.5.1.3 Maximální ovládací síly pro obsluhující personál

Maximální povolené ovládací síly strojů předepisuje 361-2007 Sb. Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, aktualizované vydání 29.10.2018 [13]. Toto nařízení je kompletní soubor požadavků na ochranu zdraví při práci, nejen z hlediska fyzické zátěže, ale taktéž z hlediska hygieny.

Spřáhla se týká pouze předepsání maximálních ovládacích sil pro ovládání prvků spřáhla, zejména uvolnění aretační páky západky spřáhla. Uvolnění probíhá pomocí výhybkové tyče (Obrázek 15). Navrhovaná síla na konci páky je 100N, tato hodnota je v souladu s hodnotou min. 10N a max. 300N pro zřídka používanou ruční pákou při pohybu nahoru a dolů (Tabulka 2)

Tabulka 2 – maximální ovládací síly [13]

páka ruční	často:	horní pohyb vpřed a vzad	min.	končetinou páky:	10
			max.		60
		do stran	min.		10
			max.		40
	zřídka:	vpřed a vzad	min.		10
			max.		120
		do stran	min.		10
			max.		80
		nahoru a dolů:	min.		10
			max.		300
		(nouzová a parkovací brzda u zemědělských a lesnických strojů:	max.		250
		nouzová a parkovací brzda	max.		295
pedál pedál spojky pedál akcelérátoru pedál provozní a nouzové brzdy ostatní pedály	trvale:	pohybem celé nohy	min.		10
			max.		90
	často:	pedál provozní nouzové brzdy	min.		40
			max.		400
		pedál ovládaný pohybem nohy v kotníku	min.		20
			max.		60
		zemědělské a lesnické stroje :	max.		245
			max.		60
			max.		580
			max.		150

1.5.2 Zatěžující síly předepsané normami

Norma ČSN EN 12663-1+A1 [10] rozděluje vozidla do jednotlivých kategorií, pro jednotlivé kategorie jsou předepsány síly, na které musí být jednotlivé části vozidla dimenzovány. Rozdělení je následující:

- P-I osobní vozy
- P-II ucelené vlakové jednotky
- P-III vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce
- P-IV lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy
- P-V tramvajová vozidla

Pro vozidla kategorie P-V jsou předepsány tahové a tlakové síly v oblasti uchycení spřáhel +150kN/-200kN.

Pro vozidla kategorie P-IV jsou předepsány tahové a tlakové síly v oblasti uchycení spřáhel +300kN/-400kN.

Tramvajová vozidla zpravidla spadají do kategorie P-V, pouze pokud se jedná o kombinovaný provoz, takzvaný tram/train operation, tak je skříň zařazena do kategorie P-IV. Síly na nárazníky jsou definovány kategorií P-IV, nicméně síly na nouzová spřáhla se zpravidla počítají podle adhezní kapacity vozidla. Pokud by nouzové spřáhlo bylo příliš tuhé, mohlo by v případě nehody spíše škodit. Pro absorbování nárazové energie jsou na vozidle nárazníky, které také obsahují protišplh. Samotná spřáhla běžně nejsou vybavena

Touto kapitolou končí část rešerše současného stavu technického řešení v oblasti spřahování tramvajových vozidel a legislativních požadavků na spřáhla. V další části se budu věnovat aplikování poznatků a návrhu vlastního spřáhla pro nákladní tramvaj.

2 Praktická část

2.1 Koncepce vozidla

Cílem této práce je navrhnout spřáhlo pro Cargo tramvaj. Jednou z rozumných podmínek pro návrh spřáhla je zachování současně používaného spřahovacího rozhraní. Pro dodržení této podmínky musí koncepce Cargo tramvaje s touto podmínkou korespondovat z hlediska maximální hmotnosti vozidla. Jednoduchým výpočtem lze dokázat, že limitní hmotnost vozu je 70t. Dalším požadavkem je, aby jedna souprava vozidel byla schopna odvézt minimálně tři kontejnery s odpadem. Koncepčním řešením Cargo Tramvaje se zabývá projekt SKOTRANS – Velkoobjemový transport a dočasné uchování velkoobjemového odpadu [14]. Spřáhlo bude navrhováno pro tramvaj vzniklou z tohoto projektu. Hlavním požadavkem pro Cargo tramvaj je možnost uvést v jedné soupravě aspoň tři kontejnery, každý o maximální hmotnosti 12,5t. Navržené koncepční řešení počítá se spřažením dvou souprav, tím se navýší únosnost soupravy na čtyři kontejnery.

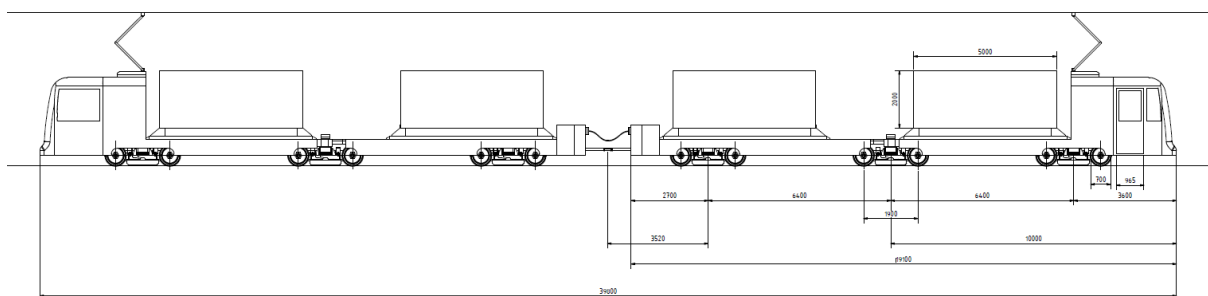
Níže uvedu základní údaje vozidla, pro které je spřáhlo navrhováno:

Souprava je tvořena dvojicí jednosměrných kloubových tramvajů.

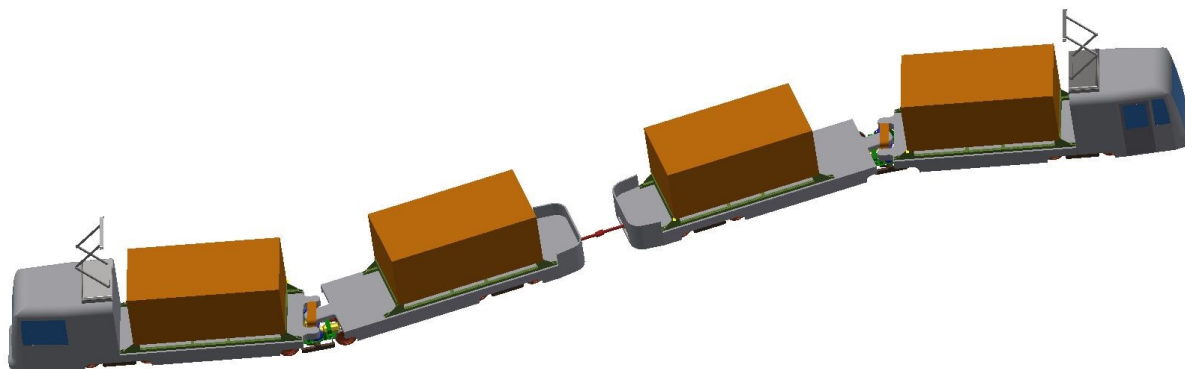
Uspořádání pojezdu: $B'_0 \bar{B}'_0 B'_0 + B'_0 \bar{B}'_0 B'_0$ šest trakčních dvounápravových podvozků

Vzdálenost otočných čepů	2 x 6 400 mm
Délka skříně kloubové tramvaje	19 100 mm
Celková délka tramvajové soupravy	39 360 mm vyhovuje ČSN
Jmenovitý trakční výkon tramvajové soupravy	12 x 80 kW
Maximální rychlost soupravy	65 km/h
Jmenovitý průměr kol	700 mm
Maximální dovolené nápravové zatížení	95 kN
Maximální hmotnost plně ložené soupravy	105 tun
Maximální hmotnost odpadu	4 x 12,5 = 50 tun
Hmotnost prázdné tramvaje s kontejnery	15+12,5+12,5+15 = 55 tun

Na obrázku níže je schématické vyobrazení tramvajové Cargo soupravy T2K+T2K.



Obrázek 50 – schéma Cargo soupravy [14]



Obrázek 51 – obrázek koncepčního řešení Cargo Tram [14]

Koncepční řešení soupravy je tvořeno dvěma kloubovými tramvajemi, každá tramvaj je tvořena dvěma články a má tři podvozky. Prostřední podvozek je umístěn mezi články, jedná se o Jakobsův podvozek. Mezi tramvajemi je spřáhlo, které je vybaveno pražskou hlavou. Tímto řešením by byla zaručena kompatibilita se stávajícími vozidly na tramvajových tratích hlavního města Prahy. Při poruše jednoho vozu může bez potíží soupravu odtáhnout druhý. Při poruše celé soupravy se situace trochu komplikuje, zejména pokud budou oba plně loženy. V tomto případě se musí souprava rozpojit a vozy odtáhnout jednotlivě. Vzhledem ke zdvojení veškerých systémů je tento scénář velmi nepravděpodobný, nicméně musí být jednoznačně vyřešen. Vždy musí být možnost bezpečně odtáhnout vozy z trati do vozovny.

2.2 Návrh spřáhla

2.2.1 Zatěžující síly dle požadavku norem

Cargo tramvaj je zařazena do kategorie P-V (tramvajová vozidla) dle ČSN EN 12 663-1+A1 [10]. Pro kategorii P-V jsou určeny pro nárazníky a spřáhla síly: tah 150kN, tlak 200kN.

Pro zjednodušení budeme uvažovat obě síly stejné, takže budu dimenzovat spřáhlo na sílu $F = \pm 200kN$.

Dalším jednoznačným požadavkem je, aby spřáhlo v běžném provozu (pokud není používáno) bylo skryto pod kryty tramvaje a nevyčnívalo. Dále aby jeho zástavba nebránila pohybu absorpčních prvků a nárazníku. Z tohoto důvodu je navrženo spřáhlo skládací.

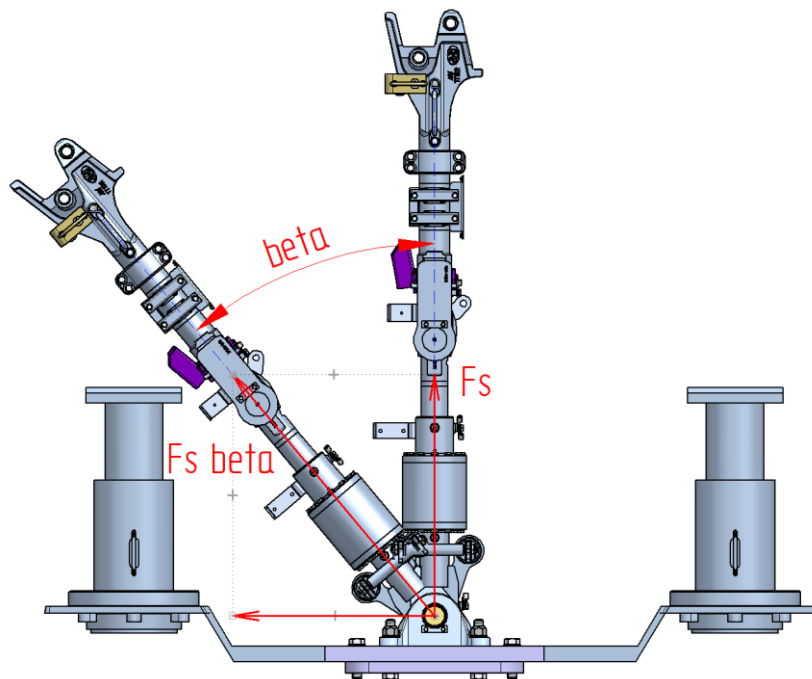
2.2.2 Síly na spřáhlo při poruše jedné tramvaje

Tento scénář počítá s jednou nefunkční kloubovou tramvají, tzn. jedna tramvaj má z činnosti vyřazen pohon a brzdy. Síla na spřáhlo bude počítána pro plnou brzdovou sílu včetně kolejnicových brzd. Pro pohon je síla vždy nižší, kvůli absenci kolejnicových brzd, proto nebude ve výpočtu řešena.

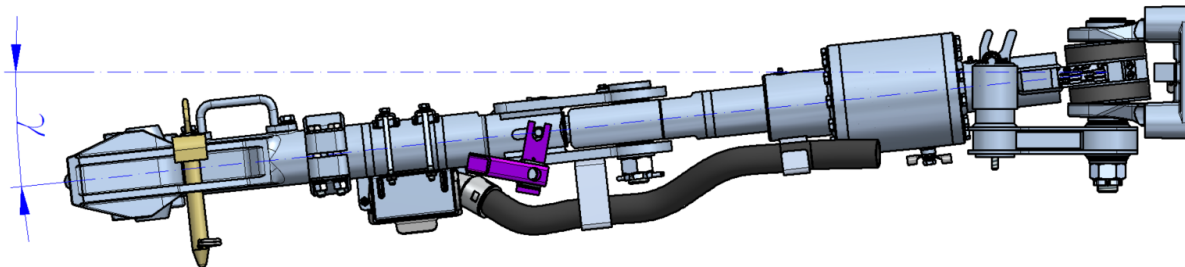
Úkolem tohoto výpočtu je validovat sílu požadovanou v normě ČSN EN 12 663 [10], norma předepisuje minimální síly, v důsledku velké hmotnosti mohou být provozní síly větší.

Nejprve uvedu výpočet sil na spřáhlo za předpokladu, že obě kloubové tramvaje mají stejnou hmotnost.

Ve výpočtu bude dále síla na spřáhlo přepočítána na maximální provozní výchylku spřáhla (β). Přesné určení maximální horizontální výchylky závisí na délce spřáhla (dlouhé spřáhlo znamená menší výchylky), parametrech trati (minimálním poloměrem oblouku, případně S-oblouku) a pohybech skříně (vrcení). Maximální vertikální výchylka je dána taktéž délkou spřáhla dlouhé spřáhlo znamená menší výchylky, parametry trati (minimálním poloměrem vertikálního oblouku), zdvihů vypružení vozidla (ložený nebo prázdný vůz) a opotřebení kol (může se potkat vozidlo s novými koly a s plně opotřebenými). Přesné parametry vozu nejsou dosud projektem SKOTRANS řešeny, proto jsem vybral parametry spřáhla z podobného vozu provozovaného na pražské tramvajové trati, který má podobně dlouhé spřáhlo. Konkrétně se jedná o vozy ČKD T6A5, u kterého má spřáhlo maximální horizontální výchylku $\beta = 40^\circ$ a vertikální výchylku $\gamma = 6^\circ$. Pro výpočet budeme uvažovat maximální horizontální výchylku. Nebude počítáno se situací, že spřáhlo bude vychýleno v maximální vertikální a zároveň v maximální horizontální výchylce najednou.



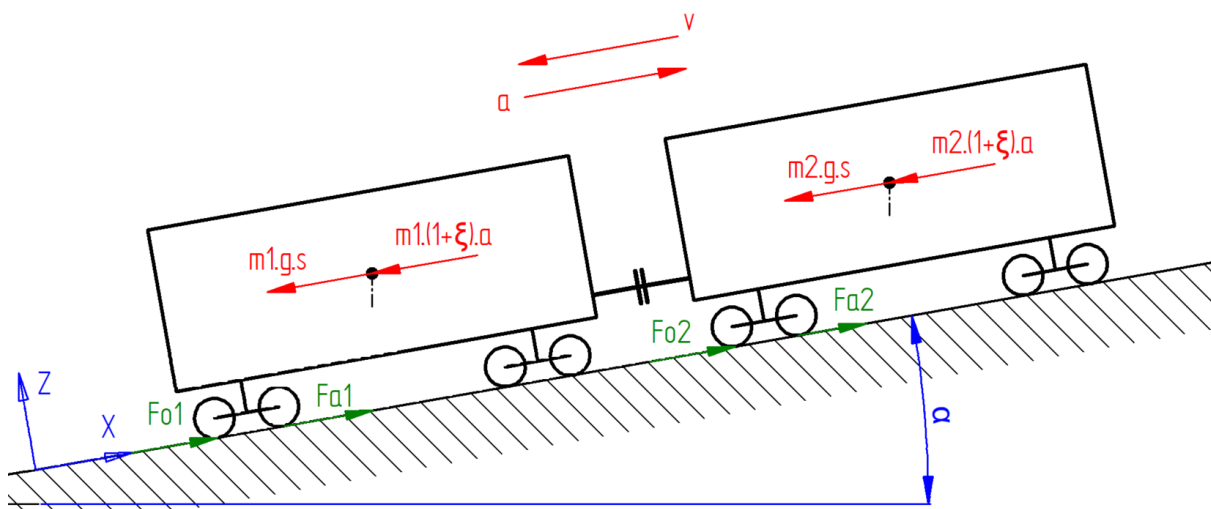
Obrázek 52 – spřáhlo v maximální horizontální provozní výchylce



Obrázek 53 – spřáhlo v maximální vertikální výchylce

2.2.2.1 Zatěžující síly založené na kvazistatickém výpočtu sil mezi vozidly

Následující výpočet zatěžujících sil je založen pouze na adhezní kapacitě vozidla – limitní síle, kterou dokáže přenášet styk kolo/kolejnice a třecí síle, kterou vytváří kolejnicové brzdy. Jedná se o výpočet sil na spřáhlo při nouzovém odtlačení/odtažení vozidla, případně manipulaci ve vozovně. Tento režim nepředpokládá použití trakční síly na obou vozidlech současně – jedno vozidlo má pohon vyřazen z provozu, proto se s ním manipuluje. Díky tomuto přístupu není třeba nic vědět o průběhu brzdných sil a výkonů.



Obrázek 54 – schéma brzdění vozidla ve stoupání

$\mu = 0,35$ [–] součinitel adheze

$f = 0,1$ [–] součinitel smykového tření

$n = 6$ [–] počet kolejnicových brzd

$F_{KB} = 70\text{kN}$ – přítlačná síla elektromagnetu kolejnicové brzdy [kN]

Výpočet celkové síly brzdícího vozidla (adhezní + neadhezní)

$$F_{a1} = m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \mu + n \cdot F_{KB} \cdot f \text{ [kN]} \quad (1)$$

Výpočet celkové síly brzděného vozidla (adhezní + neadhezní)

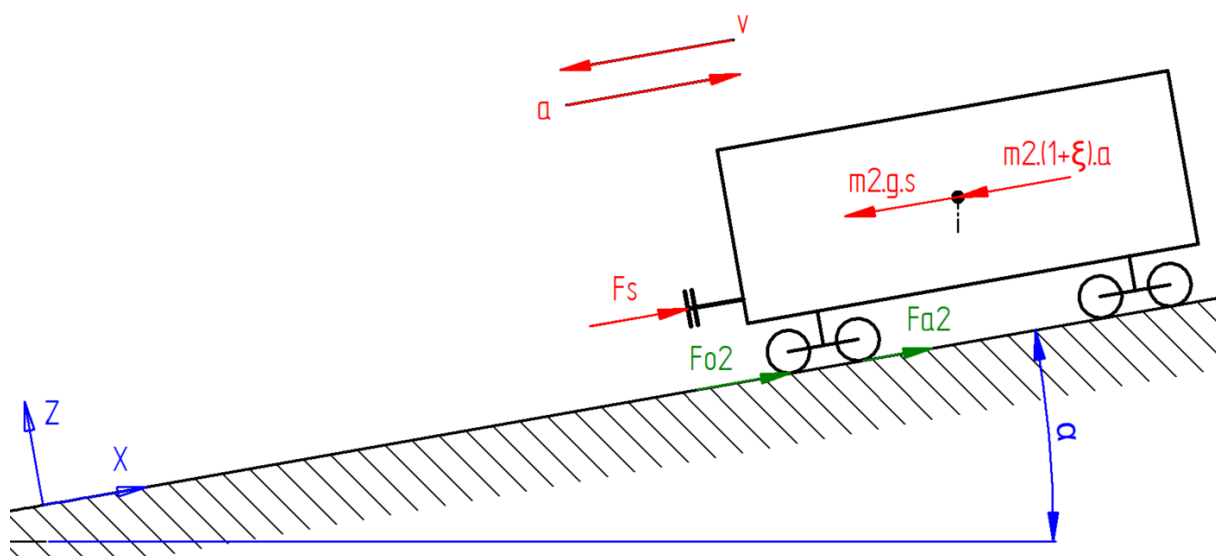
$$F_{a2} = m_2 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \mu + n \cdot F_{KB} \cdot f \text{ [kN]} \quad (2)$$

Výpočet zpomalení celé soupravy na mezi adheze:

$$F_{a1} + F_{o1} - m_1 \cdot g \cdot (1 + \xi) \cdot a - m_1 \cdot g \cdot s + F_{a2} + F_{o2} - m_2 \cdot g \cdot (1 + \xi) \cdot a - m_2 \cdot g \cdot s = 0$$

$$a = \frac{F_{o1} + F_{o2} + F_{a1} - g \cdot s \cdot (m_1 + m_2)}{(m_1 + m_2) \cdot (1 + \xi)} \quad (3)$$

Výpočet síly na spřáhlo:



Obrázek 55 – uvolnění samotného vozu

F_S – síla na spřáhlo [N]

Předpokládáme, že je $F_{a2} = 0$ (brzdí pouze první vůz).

$$+F_S - m_2 \cdot (1 + \xi) \cdot a - m_2 \cdot g \cdot s + F_{o2} = 0 \quad (4)$$

$$\begin{aligned} F_S &= m_2 \cdot (1 + \xi) \cdot a + m_2 \cdot g \cdot s - F_{o2} \\ &= m_2 \cdot (1 + \xi) \cdot \frac{F_{o1} + F_{o2} + F_{a1} - g \cdot s \cdot (m_1 + m_2)}{(m_1 + m_2) \cdot (1 + \xi)} + m_2 \cdot g \cdot s - F_{o2} \\ &= \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot (F_{o1} + F_{o2} + F_{a1} - g \cdot s \cdot (m_1 + m_2)) + m_2 \cdot g \cdot s - F_{o2} \\ &= \left| \begin{matrix} m_1 = m_2 = m \\ F_{o1} = F_{o2} = F_o \end{matrix} \right| = \frac{1}{2} (2 \cdot F_o + F_{a1} - 2 \cdot m \cdot g \cdot s) + m \cdot g \cdot s - F_{o2} \\ &= \frac{1}{2} (m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \mu + n \cdot F_{KB} \cdot f) \quad (5) \end{aligned}$$

Z výpočtu je patrné, že při odtahování vozů stejné hmotnosti se veškeré vlivy jako odporové síly, síly ze stoupání mezi sebou odečtou, a výsledná síla na spřáhlo je rovna polovině adhezní kapacity. Adhezní kapacitou je myšlen součet veškerých brzdných účinků na vozidlo – adhezních i neadhezních (kolejnicových) brzd.

Z výpočtu vyplývá, že nejhorší situace z hlediska namáhání spřáhla je brzdění na rovině, kde je nejvyšší adhezní síla vozidla. Při brzdění na klesání se snižuje zábrzdné zpomalení složkou $m \cdot g \cdot s$. Dále klesá adhezní kapacita členem $\cos \alpha$. Silová složka způsobená stoupáním ($m \cdot g \cdot s$) se na spřáhle objeví v okamžiku zastavení jako statická síla.

Výpočet pro síly pro stejnou hmotnost vozů $m_1 = 27,5t$:

$$F_S = \frac{1}{2}(m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \mu + n \cdot F_{KB} \cdot f) = \frac{1}{2}(27,5 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,35 + 6 \cdot 70 \cdot 0,1) = 68,2kN \quad (6)$$

Síla na spřáhlo při jeho maximální výchylce:

$$F_{S\beta} = \frac{F_S}{\cos \beta} = \frac{68,2}{\cos 40^\circ} = 89kN \quad (7)$$

Síly na spřáhlo pro ostatní hmotnosti jsou spočteny v následující tabulce.

Tabulka 3 – síly na spřáhlo při stejné hmotnosti vozů v soupravě

m_1 [t]	m_2 [t]	n [-]	F_{KB} [kN]	μ [-]	f [-]	F_{a1} [kN]	F_{a2} [kN]	F_S [kN]	β [°]	$F_{S\beta}$ [kN]
27,5	27,5	6	70	0,35	0,1	136,4	136,4	68,2	40	89,0
30	30					145,0	145,0	72,5		94,6
32,5	32,5					153,6	153,6	76,8		100,2
35	35					162,2	162,2	81,1		105,9
37,5	37,5					170,8	170,8	85,4		111,5
40	40					179,3	179,3	89,7		117,1
42,5	42,5					187,9	187,9	94,0		122,7
45	45					196,5	196,5	98,3		128,3
47,5	47,5					205,1	205,1	102,5		133,9
50	50					213,7	213,7	106,8		139,5
52,5	52,5					222,3	222,3	111,1		145,1
55	55					230,8	230,8	115,4		150,7

Z výše uvedené tabulky vyplývá maximální síla na spřáhlo v situaci, kdy plně ložený vůz táhne taktéž plně ložený vůz. Její hodnota je 151kN, což je v souladu s navrhovanou silou 200kN.

Pro větší názornost ještě uvedu výpočet zatěžující síly pro různě ložené vozy, kde brzdícím bude první vůz.

$$\begin{aligned} F_S &= m_2 \cdot (1 + \xi) \cdot a + m_2 \cdot g \cdot s - F_{O2} \\ &= m_2 \cdot (1 + \xi) \cdot \frac{F_{O1} + F_{O2} + F_{a1} - g \cdot s \cdot (m_1 + m_2)}{(m_1 + m_2) \cdot (1 + \xi)} + m_2 \cdot g \cdot s - F_{O2} \\ &= \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot (F_{O1} + F_{O2} + F_{a1} - g \cdot s \cdot (m_1 + m_2)) + m_2 \cdot g \cdot s - F_{O2} \\ F_S &= \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{O1} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{O2} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{a1} - m_2 \cdot g \cdot s + m_2 \cdot g \cdot s - F_{O2} \quad (8) \end{aligned}$$

Po úpravách dostaneme vztah:

$$F_S = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{O1} + \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} - 1 \right) \cdot F_{O2} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{a1} \quad (9)$$

Jízdní odpory budeme počítat se zanedbáním kvadratické složky neboli odporu vzduchu. Uvažujeme brzdění v nízkých rychlostech, kdy je součinitel adheze a tření nejvyšší, z toho vyplývá nejvyšší adhezní kapacita vozidla.

Vypočítám sílu na spřáhlo pro případ $m_1 = 27,5t$ a $m_2 = 55t$ (volím konstantní člen jízdního odporu $a_{01} = a_{02} = 2N \cdot kN^{-1}$):

$$F_{a1} = m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \mu + n \cdot F_{KB} \cdot f = 27,5 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,35 + 6 \cdot 70 \cdot 0,1 = 136,4kN \quad (10)$$

$$\begin{aligned} F_S &= \frac{m_2}{m_1 + m_2} m_1 \cdot a_{01} + \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} - 1 \right) \cdot m_1 \cdot a_{01} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot F_{a1} \\ &= \frac{55}{27,5 + 55} 55 \cdot 2 + \left(\frac{55}{27,5 + 55} - 1 \right) \cdot 27,5 \cdot 2 + \frac{55}{27,5 + 55} \cdot 136400 \quad (11) \\ &= 118,7kN \end{aligned}$$

Na základě uvedených výpočtů předkládám tabulku, ve které jsou spočítány síly na spřáhlo pro jednotlivé případy zatížení.

Tabulka 4 – síly na spřáhlo pro různě ložené vozy v soupravě

m_1 [t]	m_2 [t]	n [-]	F_{KB} [kN]	μ [-]	f [-]	F_{a1} [kN]	F_{a2} [kN]	F_S [kN]	β [°]	F_{Sp} [kN]
27,5	55	6	70	0,35	0,1	136,4	230,8	90,95	40	118,7
30	52,5					145,0	222,3	92,3		120,5
32,5	50					153,6	213,7	93,1		121,5
35	47,5					162,2	205,1	93,4		121,9
37,5	45					170,8	196,5	93,1		121,6
40	42,5					179,3	187,9	92,4		120,6
40	40					179,3	179,3	89,7		117,1
42,5	40					187,9	179,3	91,1		118,9
45	37,5					196,5	170,8	89,3		116,6
47,5	35					205,1	162,2	87,0		113,6
50	32,5					213,7	153,6	84,2		109,9
52,5	30					222,3	145,0	80,8		105,5
55	27,5					230,8	136,4	76,9		100,4

Z tabulky je patrné, že největší sílu na spřáhlo dostaneme v případě $m_1 = 35t$ a $m_2 = 47,5t$ a její hodnota je $F_S = 122kN$. Tato síla je nižší, než maximální síla pro stejně ložené vozy ($F_S = 151kN$). Z výpočtů tedy vyplývá, že maximální síla na spřáhlo z hlediska brzděné kapacity vozidla je $F_S = 151kN$.

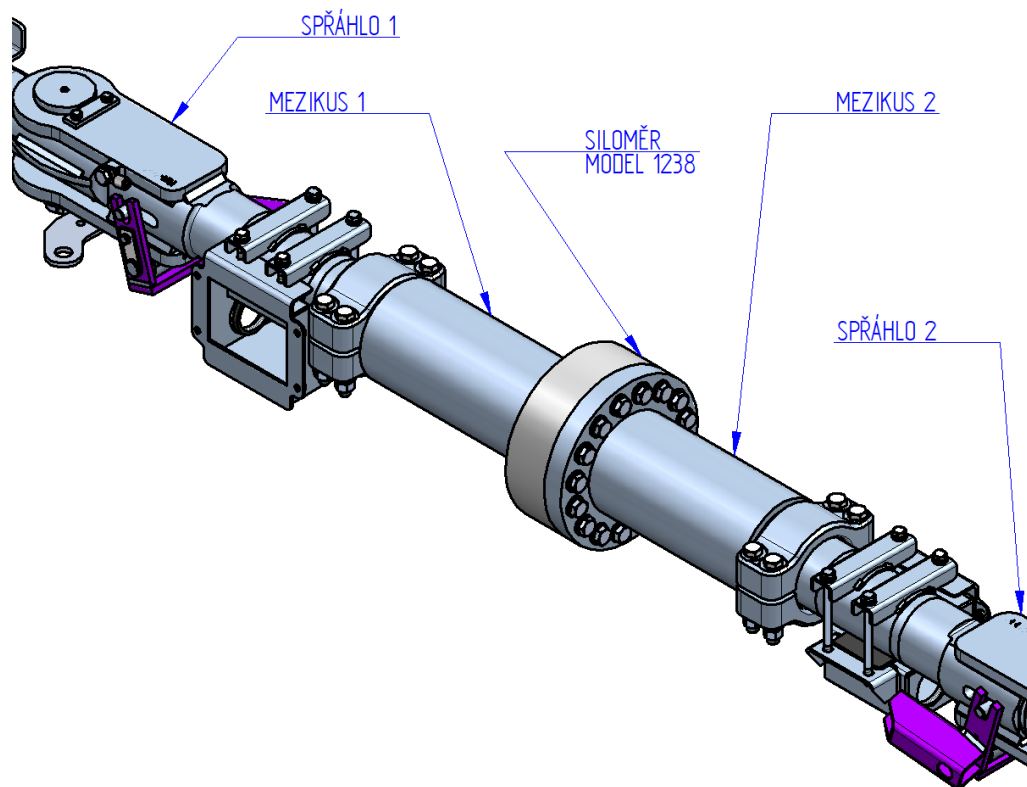
2.3 Síly na spřáhlo v provozu

Při provozu jsou oba vozy hnané / brzděné. Pokud by byla perfektní regulace a synchronizace pohonů, teoreticky by byla síla nulová. V praxi to ovšem většinou nenastává, takže provozní síly se na spřáhle objevují. Jejich velikost je ovšem nižší než u tažení mrtvé (nepojíždné) váhy.

Nejlepším způsobem, jak zjistit provozní síly u spřažených vozů, je měření. Jedním z jednoduchých postupů by bylo osadit vozy akcelerometry, které by měly stejnou časovou základnu. Měření by muselo probíhat v ose X (podélný směr dle [10]). Díky stejné časové základně by bylo možné zrychlení od sebe odečíst, po vynásobení zrychlení a hmotnosti vozů bychom dostali sílu na spřáhla. Toto měření by bylo pouze orientační, protože v dané chvíli bychom neznali úhel natočení spřáhla. Dále by se do měření mohly superponovat další pohyby a zrychlení vozu.

Nejpřesnějším způsobem měření provozních sil by bylo mezi spřáhla vložit siloměrnou vložku. Vložku by bylo možné umístit na spřáhla místo spojovacích pražských hlav, a upevnit pomocí existující korýtkové spojky.

V současné situaci zatím takového měření nikdo neprovedl, nicméně by určitě přineslo spoustu zajímavých údajů a rozhodně by mohlo validovat teoretické předpoklady a odvození.

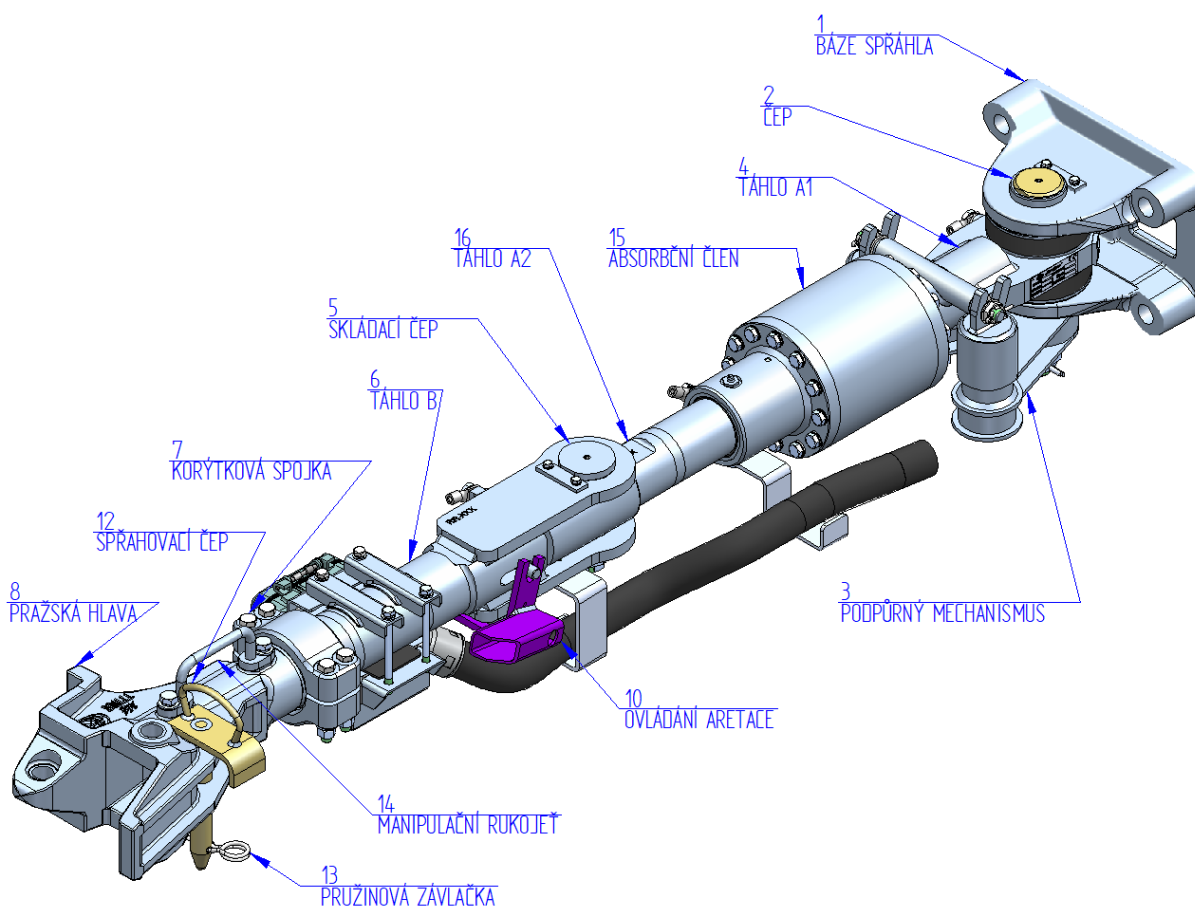


Obrázek 56 – schéma měření se siloměrnou vložkou

2.4 Volba technického řešení spřáhla

Jako technické řešení spřažení vozidel bylo zvoleno manuální spřáhlo s Pražskou hlavou. Automatické spřáhlo typu Scharfenberg by bylo pohodlnější z hlediska spojování vozů, nicméně jeho cena by byla asi čtyřikrát vyšší. Přibližně dvakrát by byla vyšší hmotnost a také celkové náklady na údržbu. Velkou nevýhodou automatického spřáhla by byla jeho nekompatibilita se současnými spřáhly ve vozovém parku Dopravního podniku hlavního města Prahy. Díky výše uvedeným argumentům je manuální spřáhlo jednoznačnou volbou. Jiné spřahovací rozhraní typu Scharfenberg by bylo opodstatněné pouze v případě požadavku na větší síly – jinými slovy v případě navyšování hmotností souprav by bylo jiné spřahovací rozhraní nezbytné.

2.5 Popis navrženého technického řešení



Obrázek 57 – popis spřáhla

Spřáhlo je určeno pro odtažení/odtlačení tramvajového vozidla. Za normálního provozu je ve složeném stavu skryto v šachtě na čele vozidla a nepřesahuje jeho obrys. Vozidlo je vybaveno spřáhlem na obou čelech.

Spojení spřáhla s vozidlem je tvořeno šroubovými spoji na bázi spřáhla (poz. 1, Obrázek 57). Toto spojení zajišťuje přenos sil.

Natočení spřáhla v horizontální a vertikální rovině zajišťuje kloubové spojení, tvořené radiálním sférickým ložiskem. Kloubové spojení se skládá z čepu konzoly (poz. 2, Obrázek 57) a z radiálního kloubového ložiska.

Spřáhlo je vybaveno podpurným mechanismem (poz. 3, Obrázek 57), aby při napřímení zaujímalo vodorovnou polohu a nebylo sklopené směrem dolů na svou maximální vertikální výchylku.

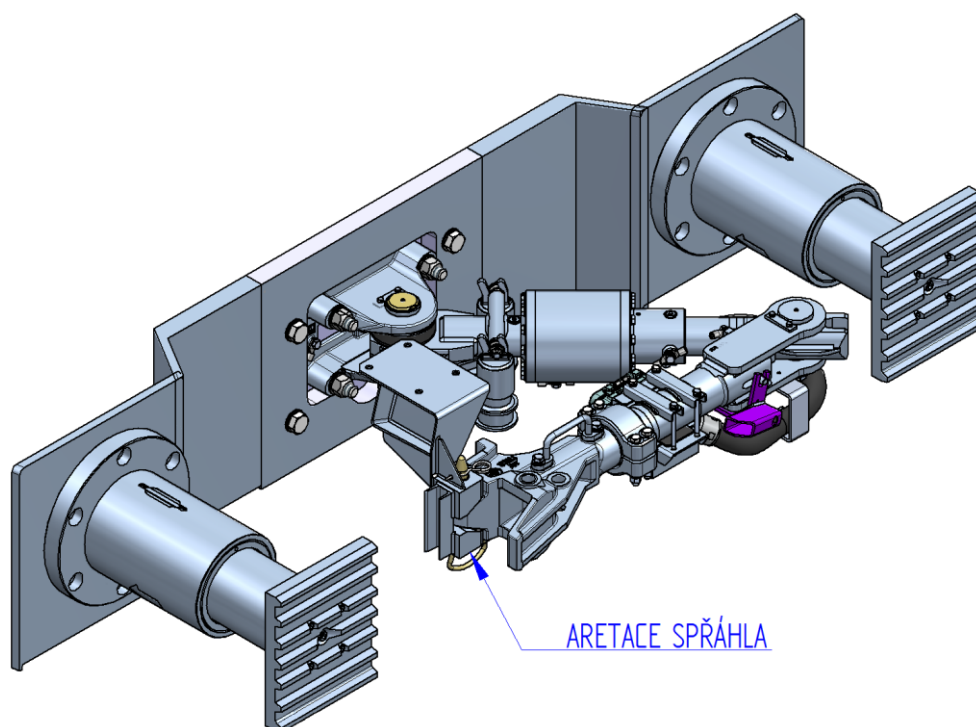
Spřáhlo je dělené přibližně v polovině své délky kloubem. Obě poloviny jsou navzájem spojeny otočným čepem kloubu (poz. 5, Obrázek 57) a v pracovní poloze se tento čep zajišťuje aretačním mechanismem. Aretační mechanismus zajišťuje stejnou odolnost proti složení/sklopení spřáhla v otočném spojení polovin jako spřáhlo, u kterého je tyč nedělená. Aretační mechanismus je uvolňován pomocí výhybkové tyče (poz. 10, Obrázek 57).

Spřáhlo je vybaveno absorpčním členem (poz. 15, Obrázek 57) pro pohlcování podélných kmitů mezi vozy. Absorpční člen je tvořen pryžokovovými prvky.

Hlava (poz. 8, Obrázek 57) je se zbytkem spřáhla spojena univerzálním rozhraním, které zajišťuje typovou i údržbovou zaměnitelnost hlavy spřáhla.

Spřáhlo je opatřeno hlavou typu „pražská hlava“ se spřahovacím čepem (poz. 12, Obrázek 57) a pojistnou závlačkou (poz. 13, Obrázek 57).

Spřáhlo je proti samovolnému uvolnění ve složené poloze zajištěno aretací (Obrázek 58), která je upevněna k vozidlu. Spřáhlo je v aretaci zajištěno spřahovacím čepem.

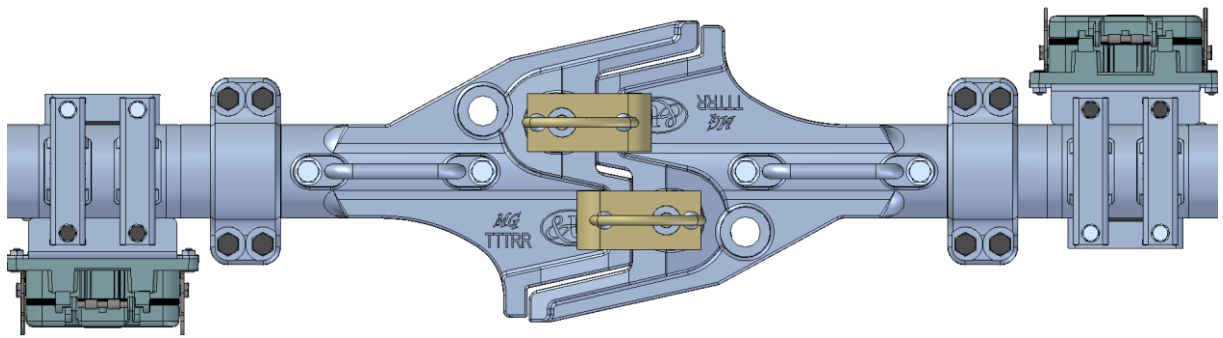


Obrázek 58 – složené spřáhlo, zajištěné v aretaci

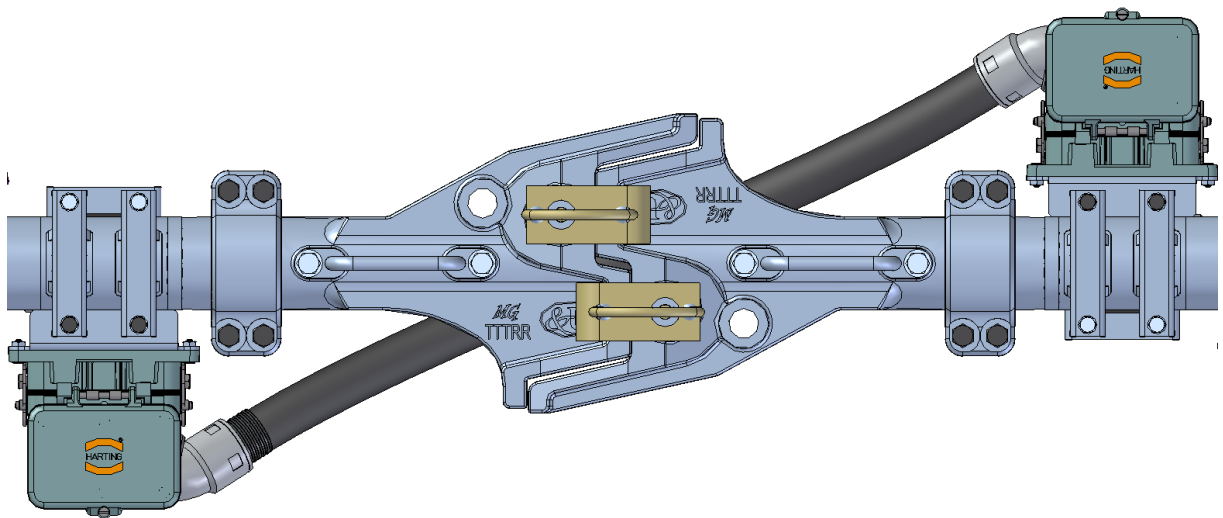
2.5.1 Elektrická propojka

Elektrická propojka může být realizována dvěma cestami. První možnost je osadit konektor přímo na táhlo spřáhla, druhá možnost je mít přímo konektor na čele vozidla, a propojka by byla volně prověšena mezi vozy. Propojka vedená přímo na spřáhle má tu výhodu, že kabelový svazek je jednoznačně veden, nemůže se volně pohybovat a je trvale připevněn k uzemněnému spřáhlu. Další významnou výhodou je délka samotné propojky a její relativně lepší dostupnost při zapojování.

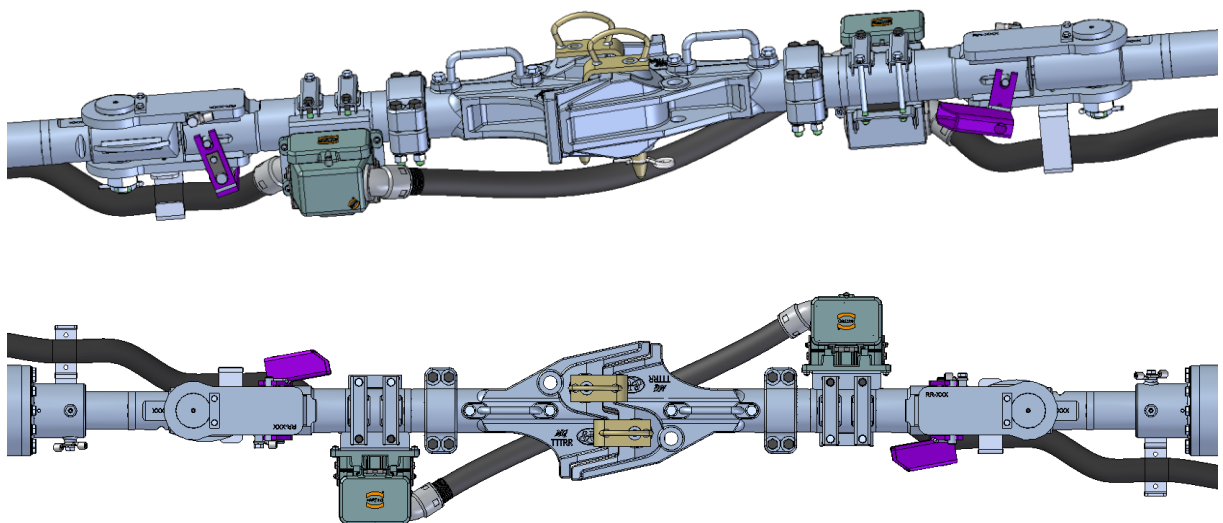
Zvolený konektor (firmy Harting) umožňuje osadit vodiče až do jmenovitého napětí 1000V, tímto konektorem by mohly být vedeny i silové vodiče. Pro přesné dimenzování konektoru a jeho přesné složení by bylo třeba znát schéma zapojení mezi vozy, což není předmětem této práce. Na následujících obrázcích (Obrázek 59, 60, 61, 62) uvádím návrh technického řešení, kudy by mohla propojka procházet.



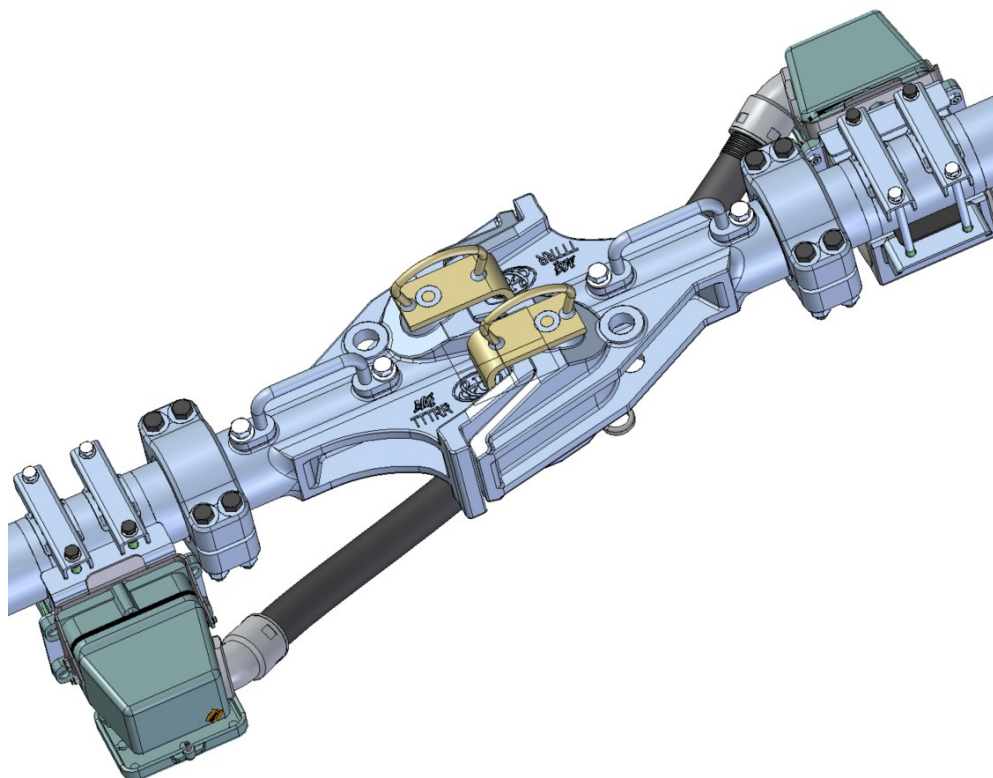
Obrázek 59 – spojená spřáhla bez propojky



Obrázek 60 – spojená spřáhla s propojkou



Obrázek 61 – vedení propojky na spřáhle



Obrázek 62 – elektrická propojka mezi vozy - detail

Pro návrh elektrické propojky byly použity hadice a průchodky firmy FLEXA. Hadice na spřáhle má volný konec směrem k vozidlu, hadice by mohla být vedena přes průchodku přímo do vozidla (levnější varianta), nebo by mohla být opět vybavena dalším konektorem, což je dražší varianta. Souprava Cargo tramvaje má délku takřka 40m (Obrázek 50), takže další úbytky napětí na konektorech by mohly znamenat problém.

Zvolený konektor firmy Harting, hadice a průchodky FLEXA splňují požadavky na krytí stupeň IP68 dle normy ČSN EN 60529.

2.6 Výroba spřáhla

Pro výrobu spřáhla jsou použity tři základní technologie, obrábění, slévání a svařování. Svařování má u kolejových vozidel zvláštní postavení, jedná se o takzvaný speciální proces. Proto mu budu věnovat jednu kapitolu, abych ukázal provázanost konstrukce a technologie výroby. Svařování se věnuje norma ČSN EN 15 085, která má pět částí. Konstruktivním požadavkům se věnuje část 3 [15].

Obrábění nemá v kolejové dopravě žádnou speciální normu, stejně tak tomu je u odlitků. Předepisování přejímky a objednávání odlitků se řídí normou ČSN EN 1559-1 [16] a ČSN EN 1559-2 [17].

Drážnímu svařování dle normy ČSN EN 15 085 jsem se věnoval ve své bakalářské práci. Zde uvedu aspoň základní přehled uvedený v mé bakalářské práci [19], který se týká návrhu a validace svarových spojů.

2.6.1 ČSN EN 15 085-3: Svařování kolejových vozidel a jejich dílů - Část 3: Konstruktivní požadavky [19]

Tato část řady norem určuje požadavky na konstrukci svarových spojů, dále pak stanovuje třídu provedení svaru (CP) a třídu kontroly (CT) v závislosti na namáhání a bezpečnostní kategorii.

Pro jednotlivé druhy svarů norma určuje jejich minimální a maximální velikost, tvar a rozměry svarových ploch. Bude ukázáno v následující kapitole, na konkrétních svarech, které budou počítány.

Kromě těchto podmínek pro svarové spoje je třeba na výkrese nebo v jiné výrobně-technické dokumentaci určit třídu provedení svaru a třídu kontroly svaru. Pro stanovení těchto dvou kategorií je potřeba znát kategorii namáhání svarového spoje a dle daného konstrukčního uzlu určit bezpečnostní kategorii, které jsou zmíněny v další kapitole.

Dalším požadavkem normy je jednoznačná identifikovatelnost svarů, proto jsou veškeré svary ve výkresové dokumentaci číslovány. Ve výkrese je potom dále umístěna tabulka, kde jsou uvedené certifikační úrovně, metoda svařování a přídavný materiál. Na jednom svařenci může být potřeba více přídavných materiálů – typický případ je provedení svarového spoje u zemnicích patek – heterogenní svar, svařování jakostní konstrukční oceli s korozivzdornou ocelí. Metoda svařování a přídavný materiál se může lišit i z důvodu velikosti svarů – svar velikosti a2 lze provést pouze metodou 141 [18], pro ostatní větší svary může být použita metoda 135 [18].

2.6.1.1 Bezpečnostní kategorie

Nízká: Chyba svarového spoje nevede k přímému zhoršení celkové funkce. Závažné případy se zraněním personálu jsou nepravděpodobné.

Střední: Chyba svarového spoje vede ke zhoršení celkové funkce nebo může vést v závažných případech ke zranění personálu.

Vysoká: Chyba svarového spoje vede v závažných případech ke zranění personálu a ke zhroucení všech funkcí.

Ve chvíli, kdy máme určenou bezpečnostní kategorii, musíme ještě určit kategorii namáhání podle tabulky číslo 5.

Tabulka 5 - Kategorie namáhání [15]

Kategorie namáhání	Součinitel namáhání (S)		
	Hodnoty únavové pevnosti z normy pro výpočet	Hodnoty únavové zkoušky pro reprezentativní zkušební kus svarového spoje	
		Volba 1	Volba 2 ^a
Vysoká	$\geq 0,9$	$\geq 0,8$	$\geq 0,9$
Střední	$0,75 \leq S < 0,9$	$0,5 \leq S < 0,8$	$0,75 \leq S < 0,9$
Nízká	$< 0,75$	$< 0,5$	$< 0,75$

^a Rozhodující omezení musí být odsouhlasena zákazníkem nebo odsouhlaseným orgánem.

Pokud tyto dva údaje máme zjištěné, určíme třídu provedení svaru a třídu kontroly, obojí dle tabulky č 6.

Tabulka 6 - přiřazení třídy provedení a kontroly svaru [15]

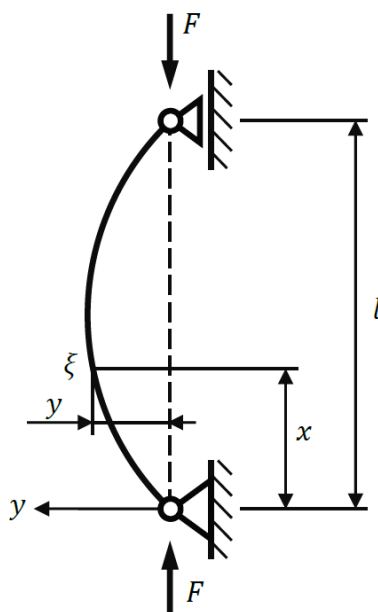
Kategorie namáhání	Bezpečnostní kategorie	Třída provedení svaru	Stupně jakosti EN ISO 5817 EN ISO 10042	Třída kontroly	Objemové zkoušky RT nebo UT	Povrchové zkoušky MT nebo PT	Vizuální prohlídka VT
Vysoká	Vysoká	CP A	viz tabulka 5 nebo tabulka 6	CT 1	100%	100 %	100 %
Vysoká	Střední	CP B	B	CT 2	10%	10 %	100 %
Vysoká	Nízká	CP C2	C	CT 3	Nepožaduje se	Nepožaduje se	100 %
Střední	Vysoká	CP B	B	CT 2	10%	10 %	100 %
Střední	Střední	CP C2	C	CT 3	Nepožaduje se	Nepožaduje se	100 %
Střední	Nízká	CP C3	C	CT 4	Nepožaduje se	Nepožaduje se	100 %
Nízká	Vysoká	CP C1	C	CT 2	10 %	10 %	100 %
Nízká	Střední	CP C3	C	CT 4	Nepožaduje se	Nepožaduje se	100 %
Nízká	Nízká	CP D	D	CT 4	Nepožaduje se	Nepožaduje se	100 %

2.7 Výpočet spřáhla

Dominujícím problémem pro výpočet spřáhla je vzpěrné namáhání. Vzhledem k velkým požadovaným délkám a samozřejmě požadavku na co nejnižší hmotnost, je nutné tomuto problému věnovat zvýšenou pozornost. Z tohoto důvodu zde uvedu několik způsobů výpočtu kritické síly, abych dostatečně validoval navržené technické řešení.

2.7.1 Vzpěr

Spřáhla jsou na obou koncích uložena kloubově, obě vozidla jsou vedená v kolejkách, jedná se tedy o II. případ vzpěru. Schéma je na následujícím obrázku.



Obrázek 63 – schéma pro II. případ vzpěru [20]

Diferenciální rovnice průhybové čáry je [20]:

$$y'' = -\frac{M_0}{EJ} = \frac{F}{EJ} \cdot y \quad (12)$$

Substituce:

$$\frac{F}{EJ} = \alpha^2; y'' + \alpha^2 \cdot y = 0 \quad (13)$$

Odhad řešení rovnice je:

$$y = A \cos(\alpha \cdot x) + B \sin(\alpha \cdot x) \quad (14)$$

Okrajová podmínka pro dolní kloub:

$$y(0) = 0 = A \cos(\alpha \cdot x) + B \sin(\alpha \cdot x) \rightarrow A = 0 \quad (15)$$

Rovnice průhybové čáry:

$$y = B \sin(\alpha \cdot x) \quad (16)$$

Okrajová podmínka horního kloubu:

$$y(l) = 0; y = B \sin(\alpha \cdot l) \quad (17)$$

Řešením rovnice by bylo $B = 0$, pak by v celé délce $y = 0$. Druhou možností tedy je

$$\sin(\alpha \cdot l) = 0; \alpha \cdot l = k \cdot \pi, \text{ kde } k=1, 2, 3 \quad (18)$$

Hledáme minimální kritickou sílu

$$l \sqrt{\frac{F}{EJ}} = \pi \quad (19)$$

Výpočet samotné kritické síly

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} \quad (20)$$

2.7.1.1 Vzpěr spřáhla nahrazený prizmatickým prutem

Nyní analyticky zkontroluji vzpěr spřáhla dle průřezově nejslabšího článku, kterým je trubka o rozměrech 82x12 mm.

Vzpěrná délka $l = 3000 \text{ mm}$

Průřezový modul $J_{Z1} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left[\frac{d}{D} \right]^4 \right] = \frac{\pi \cdot 82^4}{64} \left[1 - \left[\frac{58}{82} \right]^4 \right] = 1\,663\,850 \text{ mm}^4$

Plocha průřezu $A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (82^2 - 58^2)}{4} = 2639 \text{ mm}^2$

Štíhlostní poměr $\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{Z1}}{A}}} = \frac{3000}{\sqrt{\frac{1\,663\,850}{2639}}} = 119$

Pro použitou ocel S355J2 je mezní štíhlostní poměr $\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = 105$

$\lambda > \lambda_M$ – jedná se tedy o pružný vzpěr

Kritickou sílu vypočítám dle vztahu (20):

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,663\,850}{3000^2} = 383169 \text{ N} \quad (21)$$

Koeficient bezpečnosti

$$k = \frac{F_{KR}}{F} = \frac{383169}{200000} = 1,91 \quad (22)$$

Podle ČSN EN 12 663+A [10] má být $k \geq 1,5$. Podmínka dimenzování spřáhla na stabilitu je dle této normy splněna.

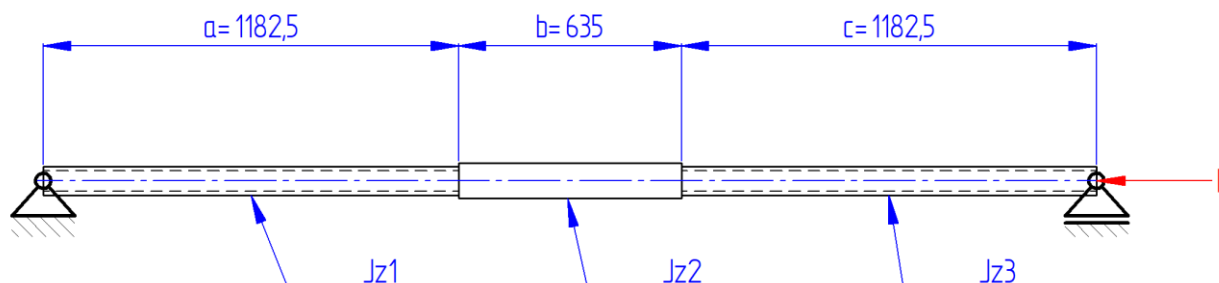
2.7.1.2 Vzpěr spřáhla nahrazený pruty o různém průřezu

Spřáhlo obsahuje spoustu různých průřezů, takže výsledná kritická síla by mohla být vyšší. Následující výpočet ovšem uvažuje spřáhlo jako tuhý prut. Tento předpoklad není pravdivý, ve skutečnosti se jedná o čtyři pruty, které jsou spojeny a chovají se jako mechanismus – obsahují montážní a spřahovací vůle.

Pro názornost uvedu příklad, jak by se postupovalo v případě různých průřezů ve vzpěru. V náhradní sestavě budou zanedbány trubky tlumiče, které na výsledek nebudou mít zásadní vliv. Pokud by se jednalo o vetknuté uložení, výsledek by ovlivnily. Dále budou zanedbány skládací klouby. Pokud by se klouby vzdalovaly od otočného čepu (posouvaly se doprostřed sestavy), kritická síla by rostla. To ovšem není pravda, pokud skládací kloub posouvám ke spřahovacím hlavám, kritická síla z důvodu vůlí obsažených v kloubu klesá. Náhradní schéma neprizmatického prutu je na následujícím obrázku 64. Náhradní prut je tvořen dvěma trubkami a kvádrem nahrazujícím narážedlo.

Parametry jsou:

$$\begin{array}{lll}
 a = 1\,182,5 \text{ mm} & J_{z1} = 1\,663\,850 \text{ mm}^4 & l = 3\,000 \text{ mm} \\
 b = 635 \text{ mm} & J_{z2} = 4\,266\,666 \text{ mm}^4 & \\
 c = 1\,182,5 \text{ mm} & J_{z3} = 1\,663\,850 \text{ mm}^4 &
 \end{array}$$



Obrázek 64 – náhradní schéma neprizmatického prutu

Pro výpočet použiji přibližnou energetickou metodu. Jako funkce průhybové čáry byla zvolena:

$$v(x) = C \cdot \sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot x\right) \quad (23)$$

Tuto funkci dosadíme do výrazu pro přibližný výpočet kritické síly [21]

$$F_{KR}^{ENERG.} = \frac{\int_0^l v(x)''^2 \cdot E \cdot J(x) \cdot dx}{\int_0^l v(x)'^2 \cdot dx} \quad (24)$$

Po dosazení do vzorce pro výpočet kritické síly dostávám:

$$F_{KR}^{ENERG.} = \frac{C^2 \cdot \left(\frac{\pi}{l}\right)^4 \cdot E \cdot \left\{ J_{Z1} \cdot \int_0^a \sin^2\left(\frac{\pi}{l}x\right) dx + J_{Z2} \cdot \int_a^{a+b} \sin^2\left(\frac{\pi}{l}x\right) dx + J_{Z3} \cdot \int_{a+b}^{2a+b} \sin^2\left(\frac{\pi}{l}x\right) dx \right\}}{C^2 \cdot \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \int_0^l \cos^2\left(\frac{\pi}{l}x\right) dx} \quad (25)$$

Výsledná přibližná kritická síla potom vychází:

$$F_{KR}^{ENERG.} = \frac{\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \{1663850 \cdot 443,9 + 4266666 \cdot 20,9 + 1663850 \cdot 126,4\}}{591,3} = 404320N \quad (26)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k = \frac{F_{KR}}{F} = \frac{404320}{200000} = 2,02 \quad (27)$$

Podle ČSN EN 12 663+A [10] má být $k \geq 1,5$. Podmínka dimenzování spráhla na stabilitu je dle této normy splněna.

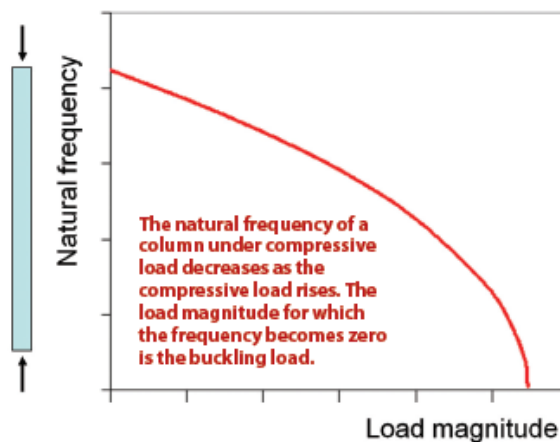
2.7.1.3 Simulace vzpěru

Kvůli různorodosti průřezů v sestavách dvou spojených spřáhel byla vytvořena simulace vzpěru. Analytický výpočet pomocí náhradní trubky poskytl základní představu o namáhání spřáhla. Simulace vzpěru byla provedena pomocí software Solid Edge Premium, který pro výpočty používá aplikaci FEMAP a řešič NX Nastran. Jedná se o lineární simulaci vzpěru. Lineární simulace má určitá omezení, k jejím výsledkům je nutno přistupovat s opatrností.

Lineární simulace vzpěru předpokládá [22]:

- V sestavě nejsou obsaženy žádné vruby, nedokonalosti v materiálu
- Neelastické chování materiálu před ztrátou stability
- Nejsou žádné velké výchylky před ztrátou stability
- Žádné změny ve směru zatěžující síly v průběhu zatěžování
- Kontakty jsou čistě lineární
- Ideální opěrné body

Výsledkem simulace je vlastní číslo vzpěru λ , takzvaný Buckling Load Factor (BLF). Toto číslo zároveň reprezentuje vlastní frekvenci $\omega = \sqrt{\lambda} [rad.s^{-1}]$, která závisí na zatížení sestavy. Ve chvíli, kdy se zatížení rovná nulové frekvenci, jedná se o kritickou sílu (Obrázek 65).



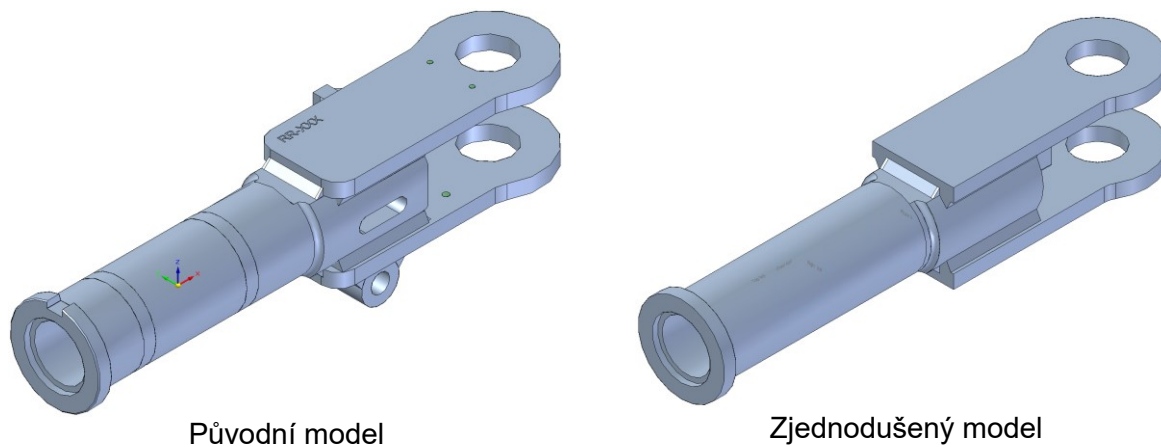
Obrázek 65 - závislost vzpěrného zatížení na vlastní frekvenci (svislá osa – vlastní frekvence, vodorovná osa - síla) [22]

Tabulka 7 – porovnání analýzy vzpěru a modální analýzy [22]

	ANALÝZA VZPĚRU	MODÁLNÍ ANALÝZA
Vlastní číslo	Kritická síla	Vlastní frekvence (kvadrát úhlové frekvence)
Vlastní vektor	Tvar, který zaujme soustava při zatížení kritickou silou	Tvar, který zaujme soustava při kmitání vlastní frekvencí
Kolik vlastních módů má praktický význam	První vlastní číslo s pozitivní hodnotou	Běžně prvních pár vlastních čísel, záleží na rozsahu budících frekvencí

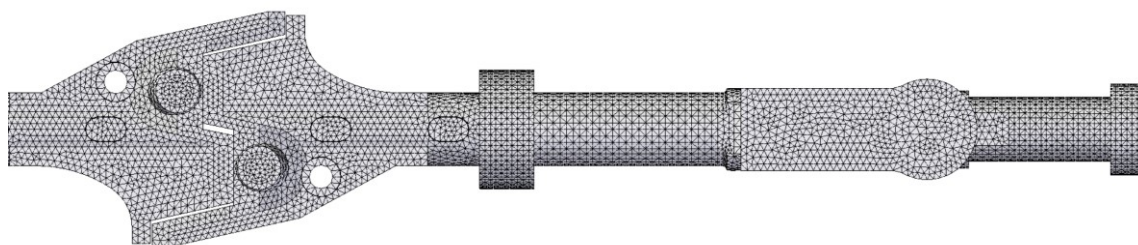
2.7.1.3.1 Tvorba modelů a sítě

Jednotlivé svařence a díly byly zjednodušeny odstraněním nedůležitých geometrií, aby bylo možno vytvořit kvalitní síť.



Obrázek 66 – tvorba modelů pro simulaci

Jednotlivé díly byly poskládány do sestavy, ze které byla vytvořena lineární simulace vzpěru. Tvorba sítě byla pomocí mid-side nodes tetrahedron prvků, které byly převážně skládány do kvadratické struktury. Tento typ prvku je náročný na výpočetní výkon, nicméně vzhledem k velikosti sestavy a k současným výpočetním výkonům už to není takový problém. Detail vytvořené sítě je na následujících obrázcích. Vytvořená síť má 712 863 uzlů a 467 506 elementů.



Obrázek 67 – detail sítě

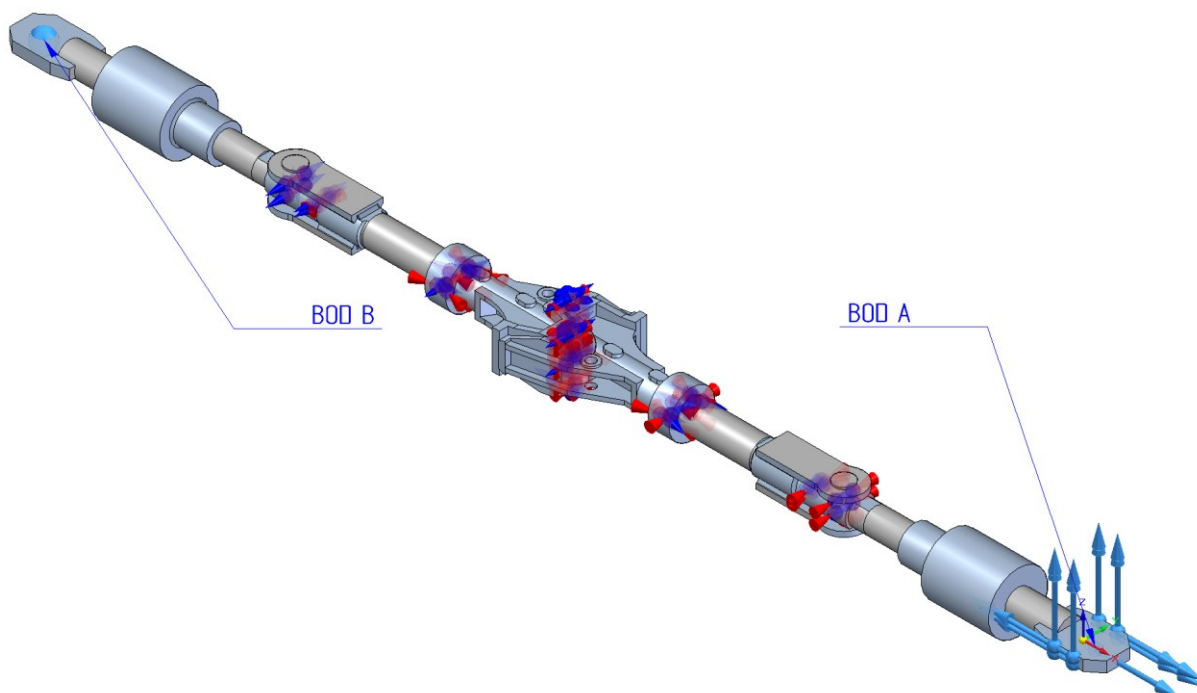
2.7.1.3.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky byly aplikovány dle tabulky níže. Jednotlivé díly byly propojeny kontaktní vazbou (bez lepení) s koeficientem tření 0,1.

Sestava byla zatížena jmenovitou silou $F = 200 \text{ kN}$.

Tabulka 8 – okrajové podmínky

BOD A		
Posuvy	X	volný
	Y	zamčený
	Z	zamčený
Rotace	X	zamčený
	Y	volný
	Z	volný
BOD B		
Posuvy	X	zamčený
	Y	zamčený
	Z	zamčený
Rotace	X	volný
	Y	volný
	Z	volný



Obrázek 68 – sestava včetně všech okrajových podmínek a spojení

2.7.1.3.3 Výsledky simulace



Obrázek 69 – kritická síla – deformace sestavy



Obrázek 70 - kritická síla – deformace sestavy

První vlastní číslo vzpěru vyšlo $\lambda=BLF=2,255$, takže výsledná kritická síla je pro tuto simulaci:

$$F_{KR}^{FEM} = \lambda \cdot F = 2,255 \cdot 200 = 451 \text{ kN} \quad (28)$$

Další vlastní tvary čísel nebyly počítány, zase by nám kromě dlouhého času výpočtu nepřinesly nic zajímavého. Deformace sestavy je zobrazena na obrázcích 69, 70 a 71. Výsledkem simulace je prohnutí spřáhla ve vertikálním směru, v tomto směru má spřahovací rozhraní nejmenší tuhost a zároveň to koresponduje se zkušenostmi získanými v průběhu statických zkoušek spřáhel.

Deformace celé sestavy je v příloze číslo 2.



Obrázek 71 - kritická síla – deformace sestavy – detail

Dle ČSN EN 12 663+A1 [10] má být koeficient bezpečnosti pro stabilitu konstrukcí $S_D \geq 1,5$. Spočítáme tedy koeficient bezpečnosti pro námi spočítanou kritickou sílu.

$$S = \frac{F_{KR}^{FEM}}{P} = \frac{451\,300}{200\,000} = 2,255 \quad (29)$$

Podmínka bezpečnosti pro stabilitu konstrukce $S \geq S_D$ byla splněna.

2.7.1.4 Porovnání jednotlivých metod výpočtu kritické síly

Shrnutí výsledků výpočtů kritické síly jsem srovnal do následující tabulky 9. Jednotlivé výsledky se od sebe dramaticky neliší, z čehož vyplývá, že postačující metoda by mohla být výpočet prizmatického prutu. Tento závěr nicméně nelze použít obecně, při jiné konfiguraci průřezů a jiné délce by se mohly výsledky lišit výrazně více.

Důležité u vzpěru je, aby spřáhlo po dosažení kritické síly bylo plasticky deformováno a nedocházelo k jeho prasknutí. Samotné vzpěrné vybočení spřáhel není tak nebezpečné, jako rozdělení soupravy, obzvláště pokud se nehody účastní vůz s nefunkčními brzdami nebo je tažený vůz bez obsluhy. Nekontrolovaný vůz na trati se stoupáním je jedním z nejhorších scénářů nehod tramvají.

Tabulka 9 – porovnání různých metod výpočtu

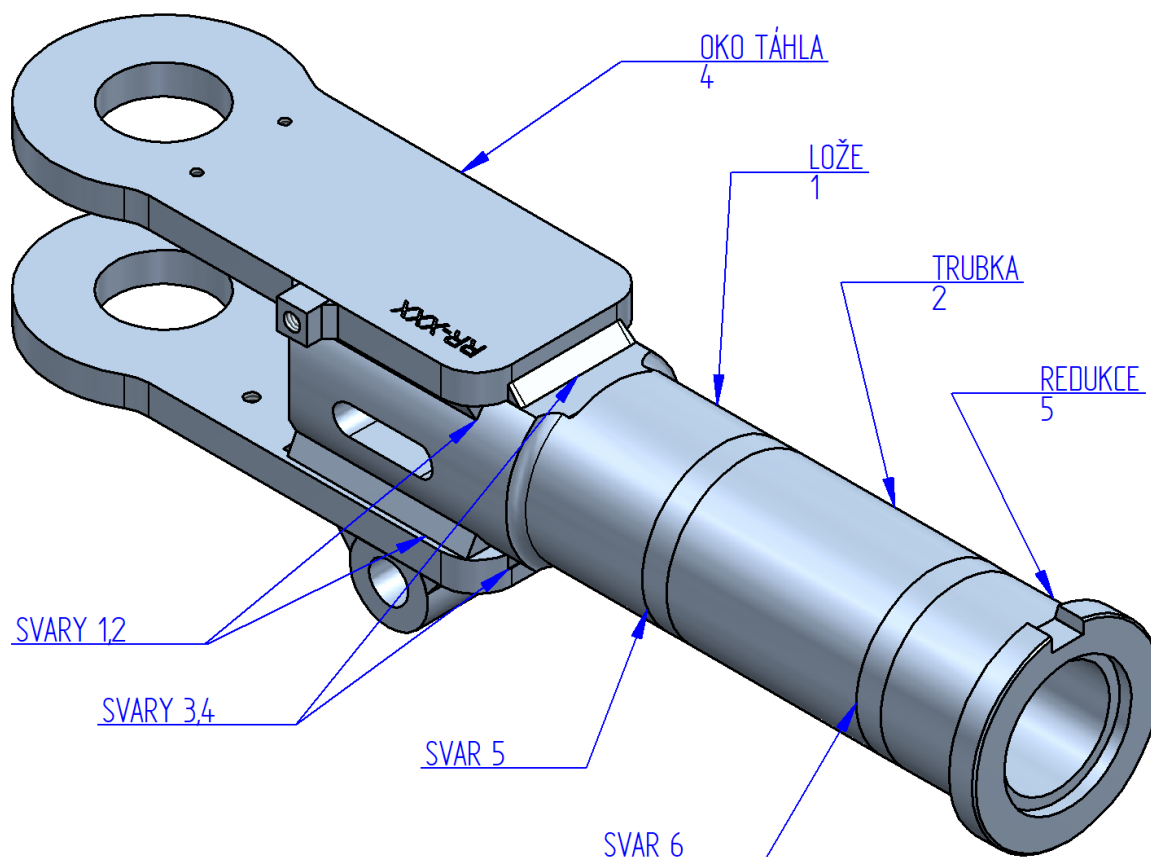
Metoda	Kritická síla [kN]	Koeficient bezpečnosti [-]
Prizmatický prut	383,2	1,9
Neprizmatický prut	404,3	2,0
Lineární simulace	451,0	2,3

2.7.2 Výpočet táhla s redukcí

V této práci provedu výpočet metodou konečných prvků u jednoho svařence. V další kapitole bude provedena kontrola svarů analytickým výpočtem a bude provedeno přiřazení tříd provedení a kontroly svarů pro výkresovou dokumentaci.

2.7.2.1 MKP výpočet

Pro lineární simulaci jsem použil sestavu vytvořenou pro simulaci vzpěru. Okrajové podmínky jsou na obrázku 68 a v tabulce 8. Sestava byla počítána jako celek, zde uvedu postup vyhodnocení táhla s redukcí. Výsledky výpočtu celé sestavy jsou v přílohách číslo 3 a 4.



Obrázek 72 – popis svařence

Popis jednotlivých dílů svařence táhlo s redukcí je na obrázku 69.

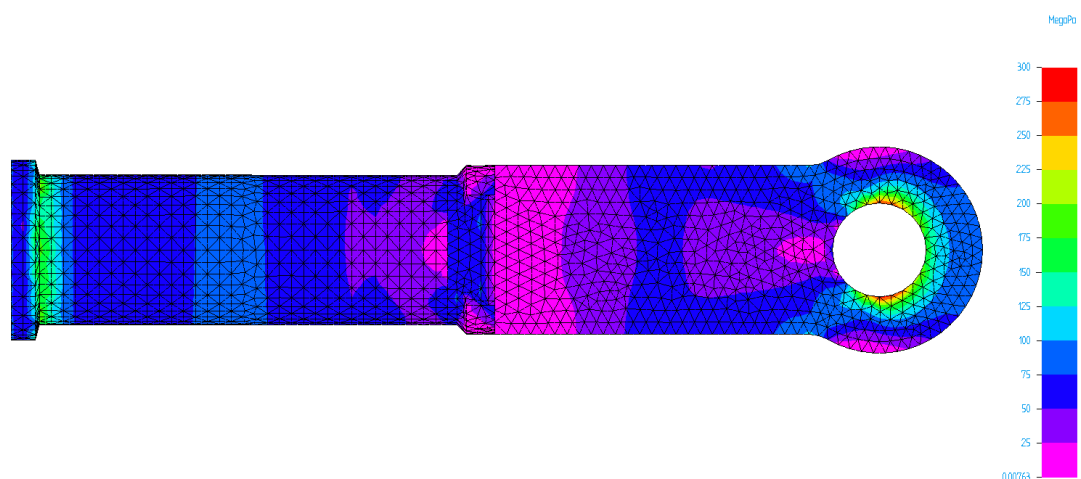
2.7.2.1.1 Výpočet pro tahovou sílu 200kN

Výsledky simulace uvedu do tabulky. Koeficient bezpečnosti je počítán k mezi kluzu použitého materiálu – S355J2 dle EN 10 025, $R_e = 355\text{MPa}$. Pro materiály o tloušťce větší než 15mm se tato hodnota redukuje $R_{eH} = 345\text{MPa}$, pro svary předepisuje norma [10] snížení hodnoty meze kluzu koeficientem 1,15, hodnota pro svary je tedy $R_{eHS} = \frac{R_e}{1,15} = \frac{355}{1,15} = 308\text{MPa}$. Výpočet koeficientu bezpečnosti bude probíhat podle vzorce $S = \frac{R_{eH}}{\sigma}$.

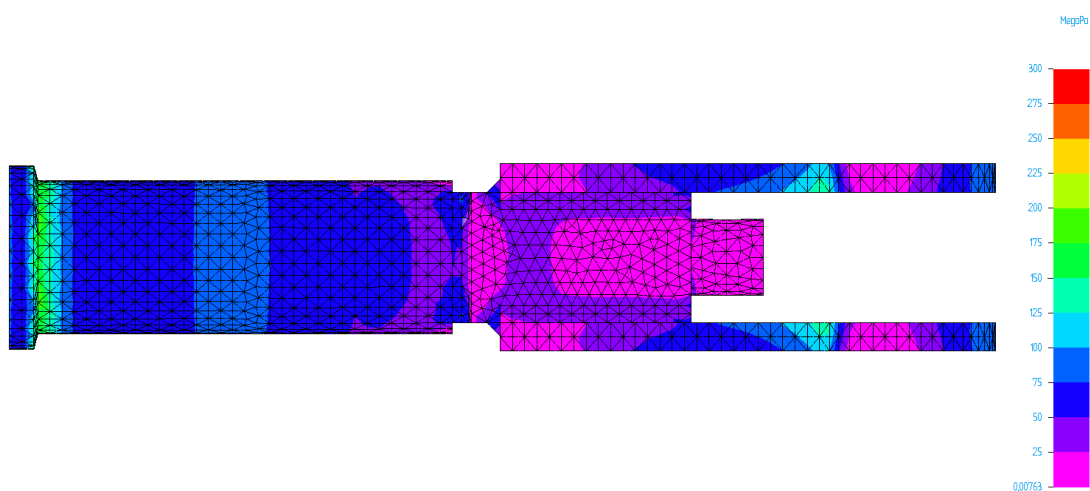
Tabulka 10 – vyhodnocení zatížení v tahu

Díl/Svar	Nejvyšší hodnota napětí z FEM simulace [MPa]	Dovolené napětí [MPa]	Koeficient bezpečnosti [-]
Pozice 1	95,6	345,0	3,61
Pozice 2	80,1	355,0	4,43
Pozice 4	280,0	345,0	1,23
Pozice 5	196,0	345,0	1,76
Svar 1	73,0	314,0	4,30
Svar 2	73,0	314,0	4,30
Svar 3	91,6	314,0	3,43
Svar 4	91,6	314,0	3,43
Svar 5	74,9	314,0	4,19
Svar 6	72,0	314,0	4,36

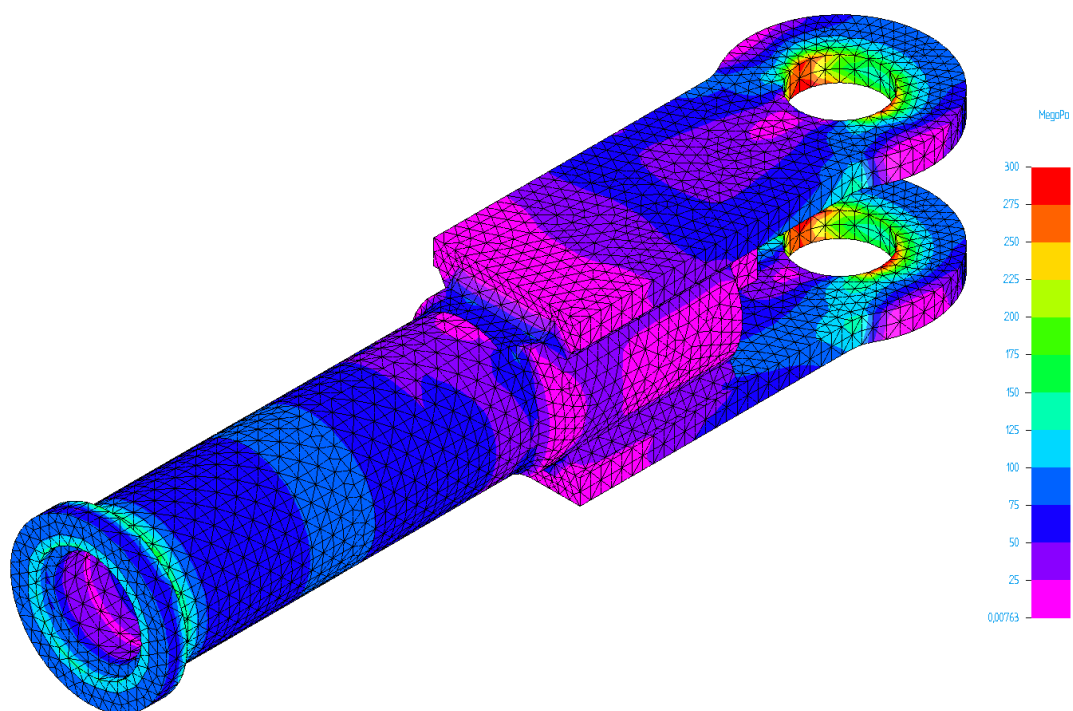
Koeficient bezpečnosti má být podle EN12663 $S_D = 1,15$. Tato podmínka je splněna na všech místech.



Obrázek 73 - rozložení napětí podle teorie MMH [MPa]



Obrázek 74 - rozložení napětí podle teorie MMH [MPa]



Obrázek 75 – rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]

Vyobrazení výsledku výpočtu je na obrázcích 73, 74a 75. Výpočet svařence pomocí MKP pevnostně validoval konstrukci svařence podle EN 12663.

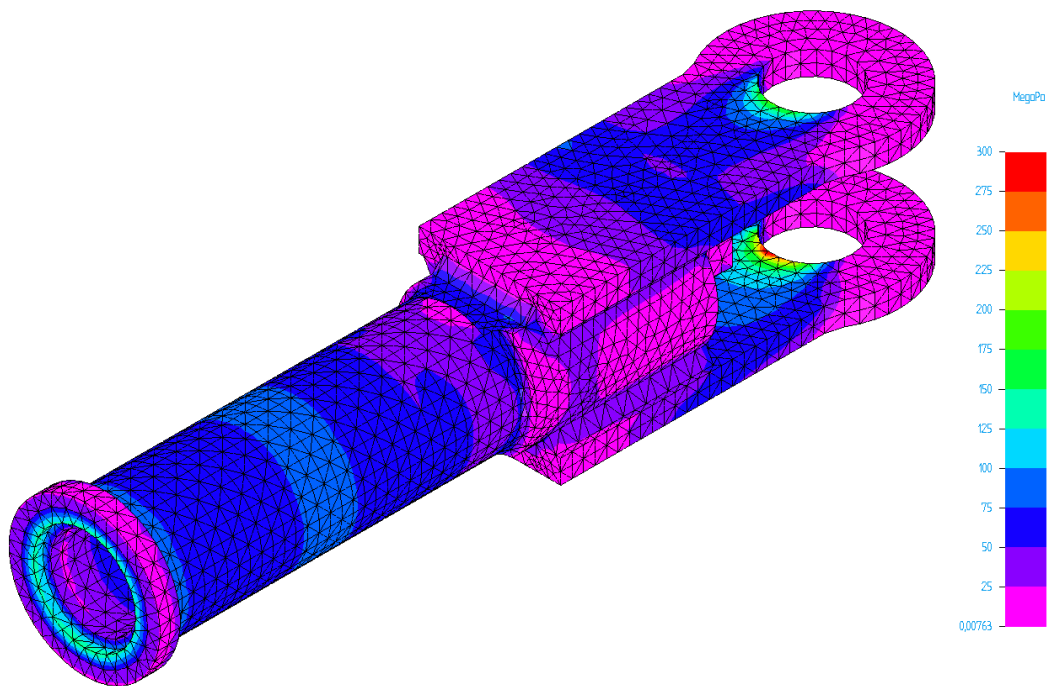
2.7.2.1.2 Výpočet pro tlakovou sílu 200kN

Výpočet koeficientu bezpečnosti byl proveden podle předchozí kapitoly. Výsledky jsou uvedeny v tabulce.

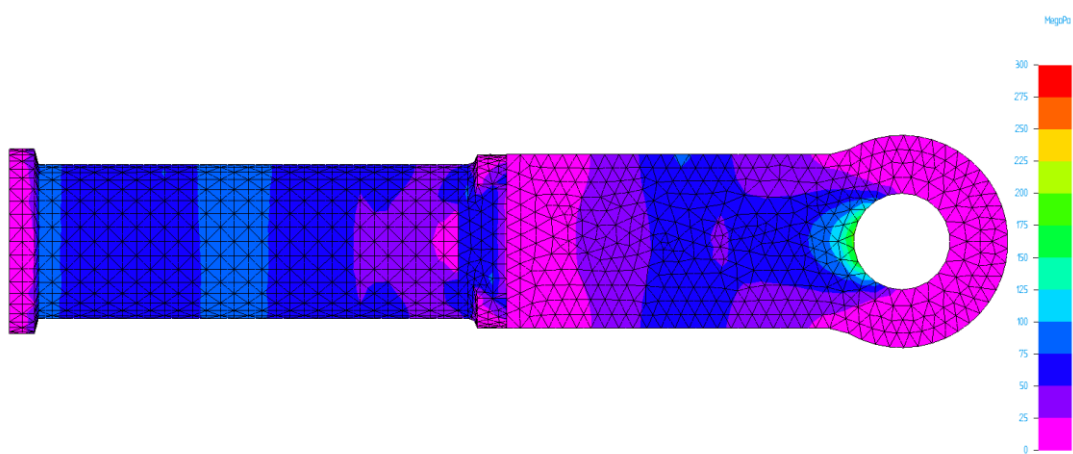
Tabulka 11 - vyhodnocení zatížení v tlaku

Díl/Svar	Nejvyšší hodnota napětí z FEM simulace [MPa]	Dovolené napětí [MPa]	Koeficient bezpečnosti [-]
Pozice 1	93,7	345,0	3,68
Pozice 2	81,7	355,0	4,35
Pozice 4	289,0	345,0	1,19
Pozice 5	157,0	345,0	2,20
Svar 1	70,5	314,0	4,45
Svar 2	67,8	314,0	4,63
Svar 3	78,0	314,0	4,03
Svar 4	95,0	314,0	3,31
Svar 5	77,4	314,0	4,06
Svar 6	71,0	314,0	4,42

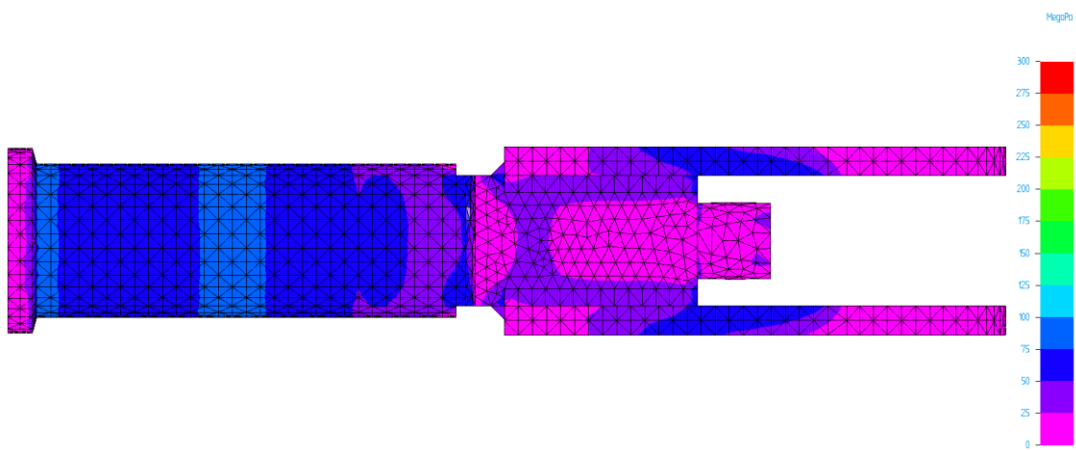
Výsledky simulace jsou na následujících obrázcích. Koeficient bezpečnosti $S_D \geq 1,15$ požadovaný normou ČSN EN 12663 [10] byl splněn ve všech bodech.



Obrázek 76 - rozložení napětí podle teorie HMH [MPa]



Obrázek 77 - rozložení napětí podle teorie HMH [MPa]



Obrázek 78 - rozložení napětí podle teorie HMH [MPa]

2.7.2.2 Analytický výpočet napětí ve svarech

Výsledky výpočtů budou shodné pro tah i tlak, proto v následující kapitole bude uveden pouze jeden výpočet. Analytický výpočet je vedle MKP velice důležitý, dává nám přibližnou představu o napětí ve svarech a zároveň ho mohou srovnat s MKP výpočtem, jestli jsou si výsledky podobné.

Kontrolu provedu ve dvou krocích, nejdříve zkontroluji koutové svary (Obrázek 72, 1,2,3 a 4) spojující oka (Obrázek 72, pozice 4) a lože (Obrázek 72, pozice 1). Dále potom zkontroluji V svary (Obrázek 72, číslo 5,6) spojující lože (Obrázek 72, pozice 1) s trubicí (Obrázek 72, pozice 2) a redukci (Obrázek 72, pozice 5) s trubicí (pozice 2).

Kontrola svarů:

- | | |
|-----------------------|---|
| 1. Svary číslo 1, 2: | koutový a5, délka $2 \times l_{s1} = l_{s2} = 100$ mm, $a_{R1} = a_{R2} = 5$ mm |
| Svary číslo 3, 4: | koutový a5, délka $l_{s3} = l_{s4} = 65$ mm, $a_{R3} = a_{R4} = 5$ mm |
| 2. Svary číslo 5 a 6: | V - svar s11, délka $l_s = 245$ mm |

2.7.2.2.1 Kontrola svarů 1.2, 3 a 4

Svary přenášejí celou sílu, kontrola bude provedena sečtením jejich průřezů a zatížením celou silou.

Jedná se o svary 13e podle normy ČSN EN 15 085 [15].

Podle DVS 1612 [23] se jedná o číslo svaru 4.1.2, kterému je přiřazena třída vrubu E1 a třída provedení svarového spoje CP C2. Třída provedení svaru CP C2 má předepsanou třídu kontroly svaru CT3 dle ČSN EN 15 085 (Tabulka 6).

$$R_{eHS} = 314 \text{ MPa}$$

$$\tau_F = \frac{R_{eHS}}{\sqrt{3}} = \frac{314}{\sqrt{3}} = 181 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{P}{A_{SV}} = \frac{P}{A_{SV1} + A_{SV2} + A_{SV3} + A_{SV4}} = \frac{200000}{4 \cdot 5 \cdot 100 + 2 \cdot 5 \cdot 65} = 75,5 \text{ MPa} \quad (30)$$

$$S = \frac{\tau_F}{\tau_{\perp}} = \frac{181}{75,5} = 2,39 > S_D \quad (31)$$

Koeficient bezpečnosti má být $S_D \geq 1,15$, požadavek splněn.

2.7.2.2.2 Kontrola V-svarů číslo 5 a 6:

Jedná se o V-svar s podložkou, označení 2b dle ČSN EN 15 085 [3].

Pro tento svar je označení 1.1.7 dle DVS 1612 [23], a může být zařazen do kategorie až CP B. Svar je zařazen do kategorie vrubu D.

$$R_{eHS} = 314 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\perp} = \frac{P}{A_{SV}} = \frac{200000}{245 \cdot 11} = 74 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$S = \frac{R_{eHS}}{\sigma} = \frac{314}{74} = 4,23 > S_D \quad (33)$$

Koeficient bezpečnosti má být $S \geq S_D = 1,15$, požadavek je splněn [10]. Jedná se o jediný svar, který přenáší celou sílu na spráhle, a při jeho poruše neexistuje alternativní cesta, kudy by se síla přenesla. Z tohoto důvodu mu musí být podle normy ČSN EN 15 085 přiřazena třída provedení svaru CP B a kategorie kontroly CT 2. Tento požadavek je v souladu s DVS 1612, tento svar může být v takto vysoké kategorii.

Pokud bychom chtěli svary posoudit na životnost, ke každé vrubové třídě dle DVS 1612 jsou přiřazeny MKJ diagramy, ze kterých lze pro základní konstrukční oceli (S235, S355) odečíst hodnoty dovoleného namáhání.

2.7.2.3 Srovnání výsledků napětí MKP a analytického výpočtu

Pro větší přehlednost jsem seřadil výsledky napětí svarů z MKP výpočtu a analytického výpočtu do tabulky 12. Z tabulky je patrné, že výsledky se rámcově shodují. Srovnání výsledků u koutových svarů je problematické, u analytického výpočtu předpokládáme rovnoměrné rozdělení napětí, u MKP výpočtu dochází ke koncentracím napětí na začátku svarů. Nicméně jsou hodnoty napětí podobné.

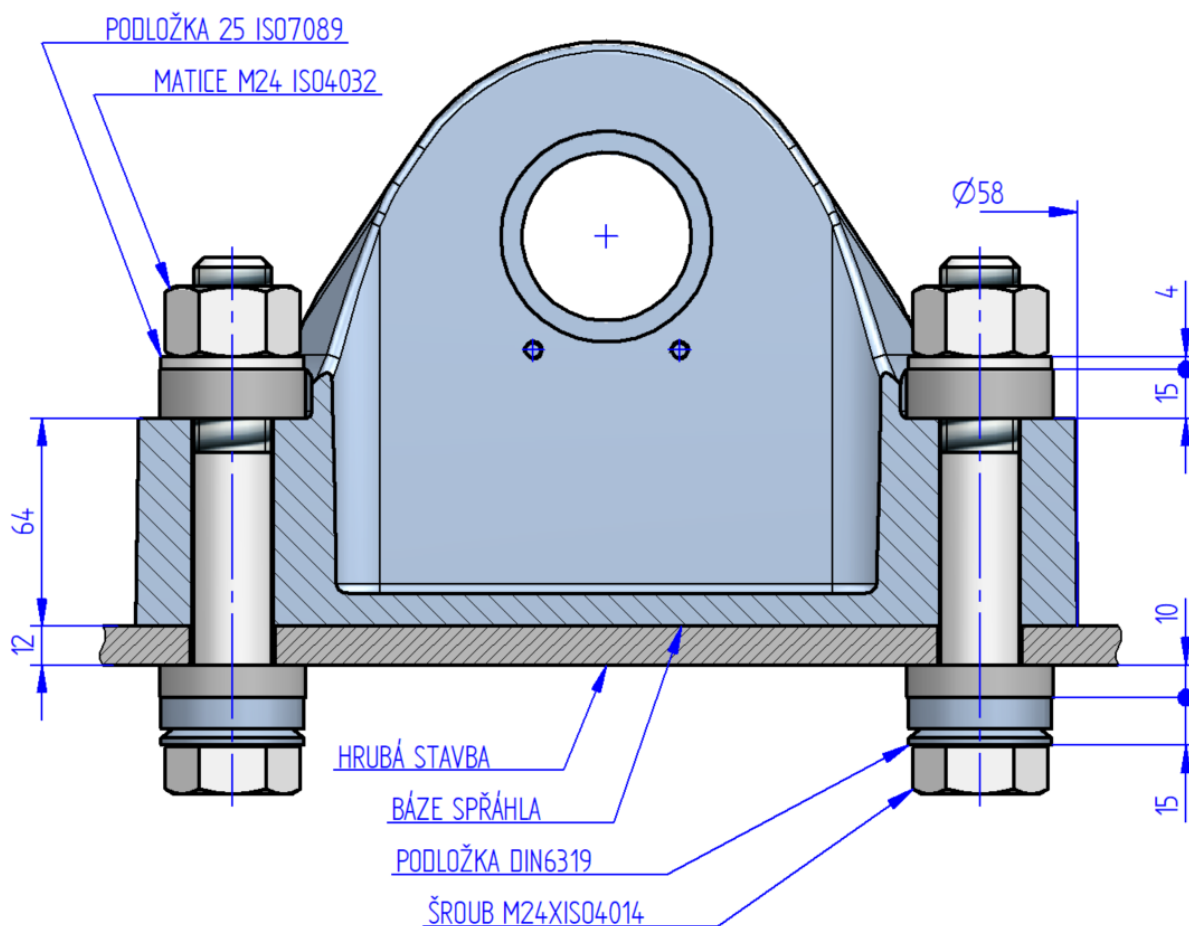
Výsledky napětí ve svarech 5 a 6 se liší nepatrně.

Tabulka 12 – porovnání analytických výsledků a MKP výsledků

Díl/Svar	MKP Tah [MPa]	MKP Tlak [MPa]	Analytický výpočet [MPa]
Svar 1	70,5	73,0	75,5
Svar 2	67,8	73	75,5
Svar 3	78,0	91,6	75,5
Svar 4	95	91,6	75,5
Svar 5	77,4	74,9	74
Svar 6	71	72	74

2.7.3 Výpočet šroubů pro uchycení spřáhla k hrubé stavbě dle VDI 2230 [24]

Šroubové spoje uchycení spřáhla k hrubé stavbě jsou zařazeny do kategorie H3 podle DIN 25 201-1 [25]. Bezpečnostní třída H (Hoch Risikoklasse) znamená, že selhání šroubového spoje má přímý vliv na bezpečnost cestujících, číslo 3 je další podkategorie šroubových spojů. Selhání šroubového spoje uchycení spřáhla by mohlo mít vážné následky, v podobě uvolnění vozu bez řidiče nebo vozu s nefunkčními brzdami na trať. Pro jednotlivé třídy bezpečnosti šroubových spojů jsou předepsány požadavky [26], které musí šroubový spoj splňovat. Jedním z požadavků je výpočet podle VDI 2230 [24]. Detail provedení šroubového spoje je na obrázku 79. Pod hlavou šroubu jsou umístěny sférické podložky dle DIN 6319, pro eliminaci ohybového napětí v důsledku geometrické nedokonalosti svíraných součástí, konkrétně rovnoběžnosti svíraných ploch.



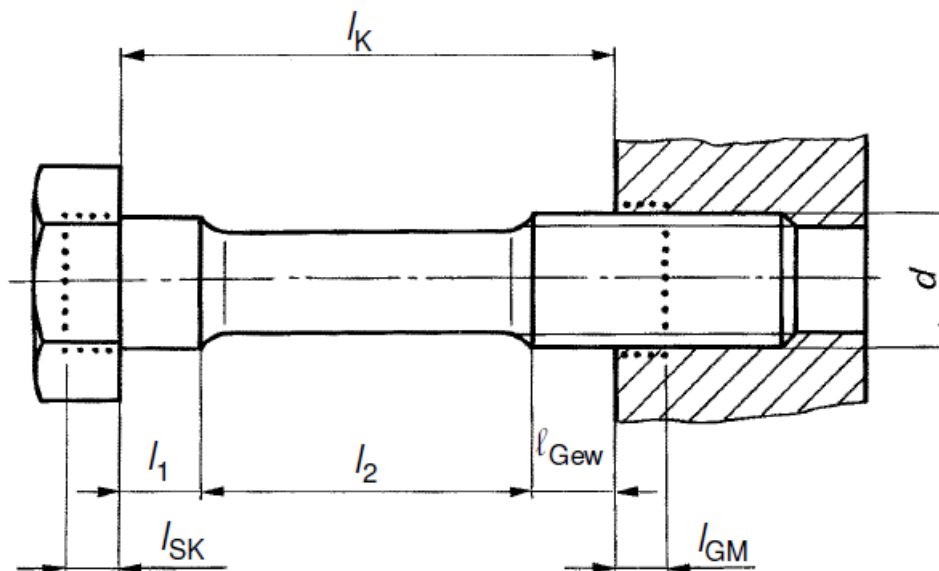
Obrázek 79 – provedení šroubového spoje

Báze spřáhla je připevněna k hrubé stavbě vozidla pomocí čtyř šroubů M24 o pevnostní třídě 10.9, pro které jsem zvolil utahovací moment $M = 754 \text{ Nm}$ (využití meze kluzu materiálu 90% při součiniteli tření $\mu_K = \mu_G = 0,08$). Pro ruční utahování momentovým klíčem určíme utahovací faktor $\alpha_A = 1,4$ a spočítáme utahovací moment M_A pro předepsání do výkresové dokumentace:

$$M_A = \frac{M + \frac{M}{\alpha_A}}{2} = \frac{754 + \frac{754}{1,4}}{2} = 650 \text{ Nm} \quad (34)$$

Šrouby spojují ocelové díly o tloušťce 64 mm a 12 mm. Volím šroub M24x150 ISO4014-10.9 (b = 60 mm, l₁ = 150 mm).

Materiál šroubů a svíraných součástí je ocel s modulem pružnosti E_S = E_P = 2,1 · 10⁵ MPa. Pro lepší vysvětlení výpočtu tuhostí šroubu je následující obrázek 80.



Obrázek 80 – parametry šroubu [24]

2.7.3.1 Poddajnost šroubu [24]

Poddajnost šroubu je dána součtem poddajností jeho dílčích částí a lze ji vyjádřit vztahem:

$$\delta_S = \delta_G + \delta_M + \delta_{SK} + \delta_{GEW} + \delta_1 \quad (35)$$

Poddajnost δ_G :

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d3}} = \frac{12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 324,3} = 0,176 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (36)$$

kde $l_G = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ mm}$

d – průměr dřívku šroubu

A je průřez jádra šroubu, $A_{d3} = 324,3 \text{ mm}^2$

Poddajnost δ_M :

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_S \cdot A_N} = \frac{9,6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 452,4} = 0,101 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (37)$$

kde $l_M = 0,4 \cdot d = 0,4 \cdot 24 = 9,6 \text{ mm}$

A_N průřez šroubu na průměru d

$$A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 24^2}{4} = 452,4 \text{ mm}^2 \quad (38)$$

Poddajnost δ_{SK} :

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} = \frac{12}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 452,4} = 0,126 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \quad (39)$$

Kde $l_{SK} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ mm}$

Poddajnost δ_{GEW} :

$$\delta_{GEW} = \frac{l_{GEW}}{E_S \cdot A_{d3}} = \frac{30}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 324,3} = 0,441 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N}$$

kde $l_{GEW} = b + l_K - L = 60 + 120 - 150 = 30 \text{ mm}$ (délka nezašroubovaného závitu)

poddajnost δ_1 :

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{90}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 452,39} = 0,947 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \quad (40)$$

kde $l_1 = L - b = 150 - 60 = 90 \text{ mm}$ (délka dřívku šroubu)

Po dosazení dílčích poddajností do vztahu (35) jsem obdržel výslednou poddajnost šroubu

$$\begin{aligned} \delta_S &= \delta_G + \delta_M + \delta_{SK} + \delta_{GEW} + \delta_1 = (0,176 + 0,101 + 0,126 + 0,441 + 0,947) \\ &= 1,792 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \end{aligned} \quad (41)$$

2.7.3.2 Poddajnost spojovaných součástí [24]

Vnější průměr svíraného tělesa $D_{Am}' = 58 \text{ mm}$.

$d_w = 33,6 \text{ mm}$ – vnější průměr šroubu

$d_h = 25 \text{ mm}$ – průměr otvoru pro šroub

Výpočet konstant

$$\beta_L = \frac{l_k}{d_w} = \frac{120}{33,6} = 3,571 \quad (42)$$

$$y = \frac{D_{Am}'}{d_w} = \frac{58}{33,6} = 1,126 \quad (43)$$

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \cdot \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \cdot \ln(y) \quad (44)$$

$$= 0,362 + 0,032 \cdot \ln\left(\frac{3,571}{2}\right) + 0,153 \cdot \ln(1,126) = 4,641$$

$$D_{A,Gr} = d_w + l_k \cdot \tan \varphi_D = 79,3 \text{ mm} \quad (45)$$

Protože $D_{A,Gr} > D_{Am}'$, použijeme následující vzorec pro výpočet poddajnosti:

$$\delta_p = \frac{2 \cdot \ln\left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_k \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_k \cdot \tan \varphi_D + d_h)}\right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot \tan \varphi_D} = 3,511 \cdot 10^{-7} \frac{mm}{N} \quad (46)$$

kde $l_k = 15 + 10 + 12 + 64 + 15 + 4 = 120$ mm svíraná délka (podložky + báze spřáhla + hrubá stavba vozidla)

Poměr rozdělení zatížení mezi šroub a svírané součásti:

$$\phi = \frac{\delta_p}{(\delta_s + \delta_p)} = \frac{3,365 \cdot 10^{-6}}{(1,792 \cdot 10^{-6} + 3,365 \cdot 10^{-6})} = 0,164 \quad (47)$$

Faktor rozdělení síly je dle [3] $n = 0,44$.

Poměr rozdělení je potom:

$$\phi_n = n \cdot \phi = 0,44 \cdot 0,164 = 0,072 \quad (48)$$

Ztráty předpětí v důsledku sesednutí:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{(1,792 \cdot 10^{-6} + 3,511 \cdot 10^{-7})} = 14002 \text{ N} \quad (49)$$

Kde f_Z je celkové sesednutí závislé na počtu dosedacích ploch a jejich drsnosti.

$$f_Z = f_{Z1} + f_{Z2} + f_{Z3} + f_{Z4} = 4,5 + 4,5 + 3 + 18 = 30 \text{ } \mu\text{m} \quad (50)$$

kde $f_{Z1} = 4,5 \text{ } \mu\text{m}$ (hlava šroubu)

$f_{Z2} = 4,5 \text{ } \mu\text{m}$ (matice)

$f_{Z3} = 3 \text{ } \mu\text{m}$ (sesednutí v závitech)

$f_{Z4} = 5 \text{ } \mu\text{m}$ (6 kontaktních ploch of $3 \text{ } \mu\text{m}$ každá)

2.7.3.3 Kontrola šroubu pro případ součinitel tření $\mu_K = \mu_G = 0,14$ [24]

Velikost maximální předpínací síly podle [3] (maximální hodnota utahovacího momentu $M = 754$ Nm pro koeficient tření $\mu_K = \mu_G = 0,14$) je $F_{Mmax} = 180\,000$ N.

Velikost minimální předpínací síly při zohlednění ztrát předpětí sesednutím:

$$F_{Mmin} = \frac{F_{Mmax}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{180\,000}{1,4} - 14\,002 = 114\,570 \text{ N} \quad (51)$$

Hodnoty předpínacích sil F_{Mmax} , F_{Mmin} , ztráty sesednutím F_Z a součinitel rozložení napětí Φ a Φ_n jsou použity při následujících kontrolách šroubového spoje.

2.7.3.4 Zatížení maximální tahovou silou 200 kN [24]

Báze spřáhla je zatížena osovou silou. Síla na jeden šroubový spoj je:

$$F_A = \frac{P_{xmax}}{4} = \frac{200\,000}{4} = 50 \text{ kN} \quad (52)$$

Kontrola tlaku pod hlavou šroubu:

a. Měrný tlak od utažení spoje

$$p = \frac{F_{Mmax}}{A_p} = \frac{180\,000}{395,8} = 455 \text{ MPa} \quad (53)$$

kde A_p plocha pod hlavou šroubu:

$$A_p = \frac{\pi \cdot (d_w^2 - d_n^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (33,6^2 - 25^2)}{4} = 395,8 \text{ mm}^2 \quad (54)$$

Dovolený měrný tlak pod hlavou šroubu je pro ocel S355J2 dle [] $p_{dov} = 810 \text{ MPa}$. Hodnota dovoleného měrného tlaku nebyla překročena.

b. Měrný tlak pod hlavou šroubu při maximálním zatížení:

Pro osovou sílu $F_A = P_{xS} = 50 \text{ kN}$ je měrný tlak:

$$p = \frac{F_{Mmax} + \Phi_n \cdot F_A}{A_p} = \frac{180\,000 + 0,072 \cdot 50\,000}{395,8} = 464 \text{ MPa} \quad (55)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$S_p = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{810}{464} = 1,74 \quad (56)$$

$S_p > 1 \rightarrow$ vyhovuje

Kontrola zbytkové svěrné síly ve spoji:

$$F_{Mz} = F_{Mmin} - (1 - \Phi) \cdot F_A = 114\,570 - (1 - 0,164) \cdot 50\,000 = 72\,763 \text{ N} \quad (57)$$

Zbytková svěrná síla je větší než nula, takže předpětí šroubového spoje je dostatečné.

Kontrola napětí v jádře šroubu zatíženého maximální osovou silou:

$$\sigma = \frac{F_{Mmax} + \Phi_n \cdot F_A}{A_s} = \frac{180\,000 + 0,072 \cdot 50\,000}{352,5} = 520 \text{ MPa} \quad (58)$$

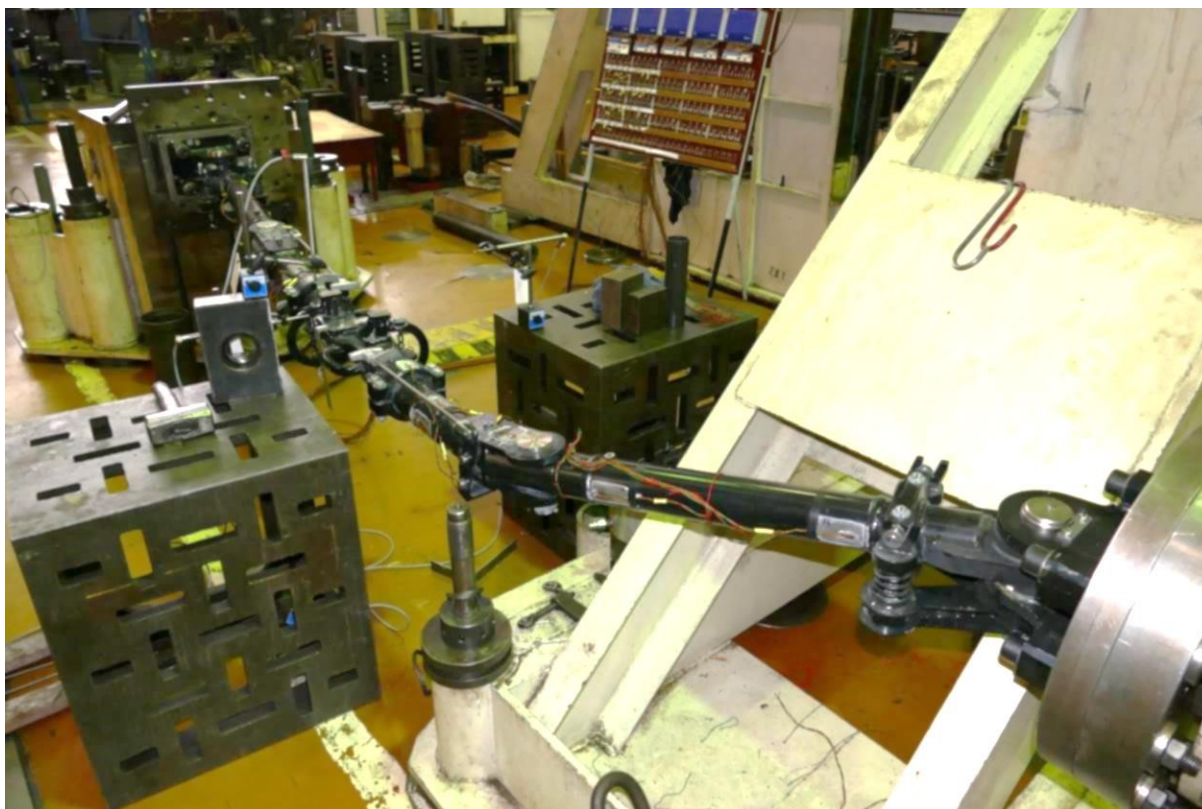
Koeficient bezpečnosti:

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = \frac{940}{520} = 1,80 \quad (59)$$

$S_F > 1 \rightarrow$ vyhovuje

Touto kapitolou jsem ukázal, jak se provádí základní kontrola šroubového spoje podle VDI 2230 [24]. Obdobný postup by se aplikoval pro koeficient tření $\mu_K = \mu_G = 0,08$. Další kontrola spočívá v kontrole svěrné síly pro přenesení sil při průjezdu vozidla obloukem. Největší nejistotou u šroubových spojů je koeficient tření, proto je dobré provádět kontrolu pro předpokládané mezní hodnoty koeficientu tření. Pokud bychom navrhli utahovací moment na 90% meze kluzu materiálu pro koeficient tření $\mu_K = \mu_G = 0,14$ a utahovaný šroubový spoj by byl namazán s koeficientem tření $\mu_K = \mu_G = 0,08$ – mohlo by dojít k prasknutí spoje při utahování, nebo ještě hůře v provozu.

2.8 Zkoušení spřáhel



Obrázek 81 – zkoušení kritické síly spřáhel ve zkušebně VZÚ Plzeň [3]

Zkoušení spřáhel se provádí v laboratoři, kde se spřáhla zatěžují na zkušebním stavu předepsanými silami. Síly se vyvozují hydraulickým válcem, napětí ve spřáhlech se měří tenzometry. Dále se sledují pohyby spřáhla ve všech směrech – směr x je dráha hydraulického válce, další pohyby y,z se měří indukčními snímači přímo na spřáhovacích hlavách.

Zkušební sestava je zatížena několika cykly ve sledu tah/tlak, aby se ověřilo jejich chování a vyloučily případné plastické deformace.

Maximální zbytkové deformace jsou určeny podle vzorce níže [10]:

$$\varepsilon_{RES} \leq 0,05 \cdot \frac{R}{E} \quad (60)$$

Kde je:

- ε_{RES} – Zbytková deformace
- R - Mez pružnosti materiálu nebo smluvní mez kluzu
- E - Modul pružnosti zkoušeného materiálu

Důležité je residuální deformace měřit po uvolnění spřáhla. Po tlakovém zatěžovacím cyklu může být testovaná sestava vzpříčena v nestabilní poloze, proto doporučuji před určením zbytkové deformace sestavu zatížit malou tahovou silou (jednotky kN). Tím dojde k uvolnění sestavy.

3 Závěr

Cílem práce bylo vytvořit ucelený přehled v oblasti spřahování tramvajových vozidel a poskytnout základní návod, jak by spřáhla měla být navrhována a dimenzována.

Rešerše legislativních a technických požadavků na tramvajová spřáhla byla provedena v kapitole 1.5. Rešerše konstrukčních řešení pro tramvajová vozidla byla provedena v kapitolách číslo 1.1, 1.2, 1.3 a 1.4.

Z rešerší vyplývá, že oblasti spřahování tramvajových vozidel chybí normalizace týkající se jak geometrie spřahovacího rozhraní, tak i základního rozměru výšky spřáhla nad TK. Tento stav vytváří mnoho problémů. Náklady pro přepracování konstrukce tramvaje při změně výšky spřáhla nad TK jsou vysoké, proto se výrobci snaží vydávat cestou různých adaptérů. Adaptéry, které korigují různou výšku spřáhel nad TK, nejsou bohužel úplně správným technickým řešením. Problematická je jejich hmotnost a vzpěrné namáhání spřáhel. Náklady na tyto konstrukční problémy potom nesou koneční zákazníci – dopravní podniky a ve svém důsledku i samotní cestující.

Výsledkem práce je návrh spřáhla pro Cargo tramvaj (kapitola 2.5) a jeho výpočetní validace (kapitola 2.7), čímž je splněna analýza požadavků na pevnostní výpočet spřáhel. Navržené technické řešení splňuje pevnostní požadavky a je díky použití výrobních technologií cenově i hmotnostně konkurenceschopné. Zvolené řešení manuálního spřáhla je cenově přibližně čtyřikrát levnější oproti spřáhlu automatickému, a má přibližně poloviční hmotnost. Volba technického řešení je popsána v kapitole 2.4.

Koncept spřahování a propojení tramvajové soupravy je pro manuální spřáhlo s Pražskou hlavou popsán v kapitole 1.1.3.1, elektrická propojka je popsána v kapitole 2.5.1.

Přílohou této práce je výkres spřáhla vybaveného přípravou pro elektrickou propojku.

Dalším pokračování této práce a pevnostní validace navrženého řešení by mohla být interakce s ostatními spřáhly, se kterými by se mohla Cargo tramvaj potkat na trati.

Dále by bylo vhodné provést validaci použitého pryžokovového prvku v tlumiči spřáhla, jehož nelineární charakteristika je již naměřená. Nicméně v praxi se používá a při reálných jízdních zkouškách nečiní žádné potíže.

Při pohledu do historie by se mohlo zdát, že manuální spřahování bude v budoucnu okrajová záležitost, nicméně 100 let od prvního návrhu Pražské spřahovací hlavy a představení spřahovací hlavy Albert, se stále používá. Po představení virtuálních spřáhel to navíc vypadá, že oblast manuálního spřahování přetrvá i nadále a v případě požadavku na časté a rychlé spojování vozidel budou mechanická automatická spřáhla nahrazena virtuálními spřáhly.

Spřahovací rozhraní manuálních spřáhel byla původně navrhována na výrazně nižší hmotnost vozidel, proto by se nyní jejich vývoj měl zabírat zvýšením nosnosti při zachování

nebo zvětšení jejich délek. Toto je nesnadný úkol, který na jedné straně mohou do určité míry řešit použité materiály a jejich lepší parametry. Hlavním limitem rozhraní je modul pružnosti, který se u materiálů s lepšími mechanickými vlastnostmi nemění. Jediná cesta pro zlepšení únosnosti je tedy změna tvarů spřahovacího rozhraní, ta je ovšem v rozporu s hlavním požadavkem na kompatibilitu s existujícími vozy.

4 Přílohy

1. Návrhový výkres spřáhla
2. Výsledky simulace vzpěru
3. Výsledky celé FEM simulace – tah
4. Výsledky celé FEM simulace - tlak

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Odpojovač STOL	14
Obrázek 2 - Odpojovač STOR	14
Obrázek 3 - Kolejnicová brzda pro tramvaje	14
Obrázek 4 - Kontrolér pro metro Delhi (Indie).....	14
Obrázek 5 - Kontrolér pro metro ShenZhen (Čína)	14
Obrázek 6 – tramvaj T3 [2].....	16
Obrázek 7 – nehoda tramvaje T3 a vozidla AUDI na křižovatce Vršovická – Petrohradská, Praha 26.10.2012	16
Obrázek 8 – SPP120 spřáhlo pomocné pevné [4].....	17
Obrázek 9 – tramvaj ForCity ve vozovně [4]	18
Obrázek 10 - popis vyjmutí spřáhla z čela vozidla [4].....	19
Obrázek 11 – čelo tramvaje po odejmutí laminátového krytu [4]	20
Obrázek 12 – nasazené spřáhlo na čele vozidla [4]	20
Obrázek 13 - odtahování vozu v provozu na Národní třídě [autor]	21
Obrázek 14 – skládací spřáhlo v napřímené pozici [3]	22
Obrázek 15 - složené spřáhlo [3]	23
Obrázek 16 – schéma uvolnění aretace spřáhla [3]	23
Obrázek 17 – ovládání aretačního mechanismu pomocí T-rukojeti [3]	23
Obrázek 18 – příklad spřáhla s pantem [3].....	24
Obrázek 19 – složené spřáhlo s pantem [3]	24
Obrázek 20 – složené spřáhlo [3].....	25
Obrázek 21 – spojené vozy [3].....	25
Obrázek 22 - Siemens-Duwag Supertram [3].....	26
Obrázek 23 – teleskopické spřáhlo [3]	27
Obrázek 24 - detail provedení teleskopického spřáhla [3]	27
Obrázek 25 – ochrana spřáhla v provozu [3].....	27
Obrázek 26 – detail zajištění teleskopického spřáhla [3]	27
Obrázek 27 – spřahování hlav	30
Obrázek 28 – spřažené hlavy	30
Obrázek 29 – postup spřahování se skládacím spřáhlem [3]	31
Obrázek 30 – postup spřahování 92 [3]	33
Obrázek 31 – spřažené hlavy albert [3].....	33
Obrázek 32 – odlitek spřahovací hlavy Albert [3]	34
Obrázek 33 – spřahovací hlava v provozu [3]	34
Obrázek 34 - talířové spřáhlo [4].....	35

Obrázek 35 - výkres talířového spřáhla [4].....	35
Obrázek 36 – vozidlo GANZ BKV Budapešť [4]	36
Obrázek 37 – Georg-Fisher Typ GF Cobra [4]	37
Obrázek 38 – GF Cobra –výkres [4].....	37
Obrázek 39 - jedno z prvních automatických spřáhel [7]	39
Obrázek 40 – jednopoložový mechanismus [8].....	40
Obrázek 41 – dvoupoložový mechanismus [7].....	40
Obrázek 42 – spřáhlo ve výrobě [4]	41
Obrázek 43 – tramvaj T5C5 v BKV Budapešť [4]	41
Obrázek 44 – Typ 330 [9]	42
Obrázek 45 – Typ 430 [9]	42
Obrázek 46 – virtuální spáňhla [11]	43
Obrázek 47 – adaptér Albert a spřahovací hlava TW6000 [3]	44
Obrázek 48 – adaptér Albert a spřahovací hlava typ 330 [3].....	44
Obrázek 49 – rohová kolizní překážka pro scénář č. 3 [1]	45
Obrázek 50 – schéma Cargo soupravy [14]	48
Obrázek 51 – obrázek koncepčního řešení Cargo Tram [14]	49
Obrázek 52 – spřáhlo v maximální horizontální provozní výchylce.....	51
Obrázek 53 – spřáhlo v maximální vertikální výchylce	51
Obrázek 54 – schéma brzdění vozidla ve stoupání	52
Obrázek 55 – uvolnění samotného vozu	53
Obrázek 56 – schéma měření se siloměrnou vložkou	56
Obrázek 57 – popis spřáhla	57
Obrázek 58 – složené spřáhlo, zajištěné v aretaci	59
Obrázek 59 – spojená spřáhla bez propojky	60
Obrázek 60 – spojená spřáhla s propojkou	60
Obrázek 61 – vedení propojky na spřáhle.....	60
Obrázek 62 – elektrická propojka mezi vozy - detail	61
Obrázek 63 – schéma pro II. případ vzpěru [20]	64
Obrázek 64 – náhradní schéma neprizmatického prutu	66
Obrázek 65 - závislost vzpěrného zatížení na vlastní frekvenci (svislá osa – vlastní frekvence, vodorovná osa - síla) [22]	68
Obrázek 66 – tvorba modelů pro simulaci.....	69
Obrázek 67 – detail sítě.....	69
Obrázek 68 – sestava včetně všech okrajových podmínek a spojení.....	70
Obrázek 69 – kritická síla – deformace sestavy	71
Obrázek 70 - kritická síla – deformace sestavy	71

Obrázek 71 - kritická síla – deformace sestavy – detail.....	72
Obrázek 72 – popis svařence	73
Obrázek 73 - rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	74
Obrázek 74 - rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	74
Obrázek 75 – rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	75
Obrázek 76 - rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	76
Obrázek 77 - rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	76
Obrázek 78 - rozložení napětí podle teorie HMM [MPa]	76
Obrázek 79 – provedení šroubového spoje.....	79
Obrázek 80 – parametry šroubu [24].....	80
Obrázek 81 – zkoušení kritické síly spřáhel ve zkušebně VZÚ Plzeň [3].....	84

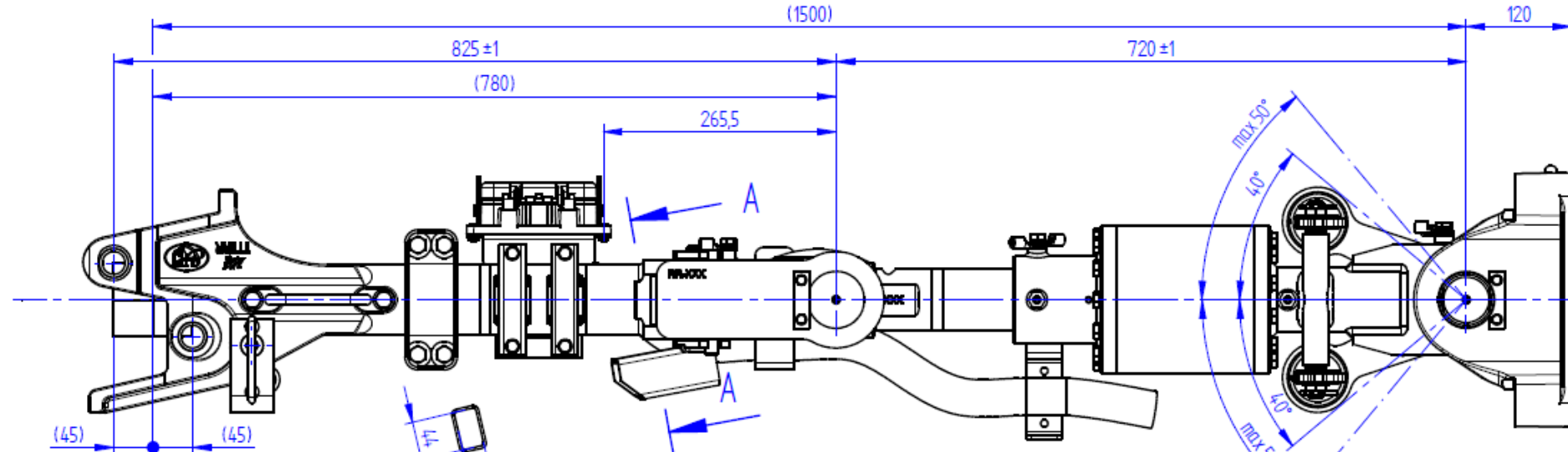
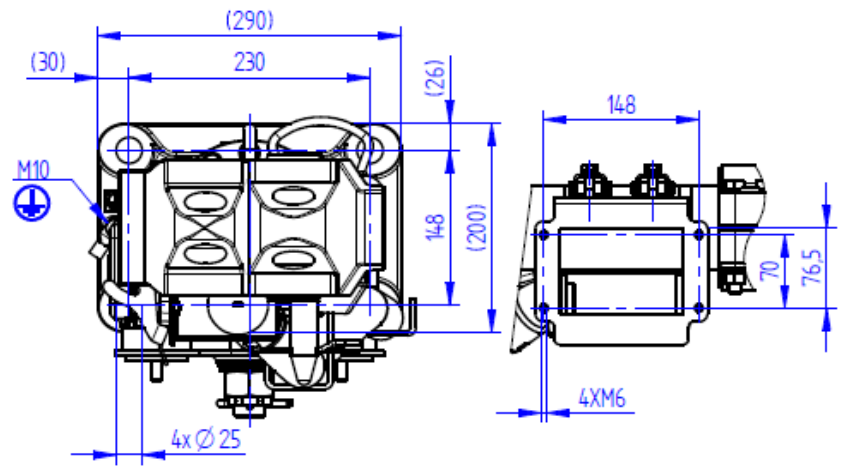
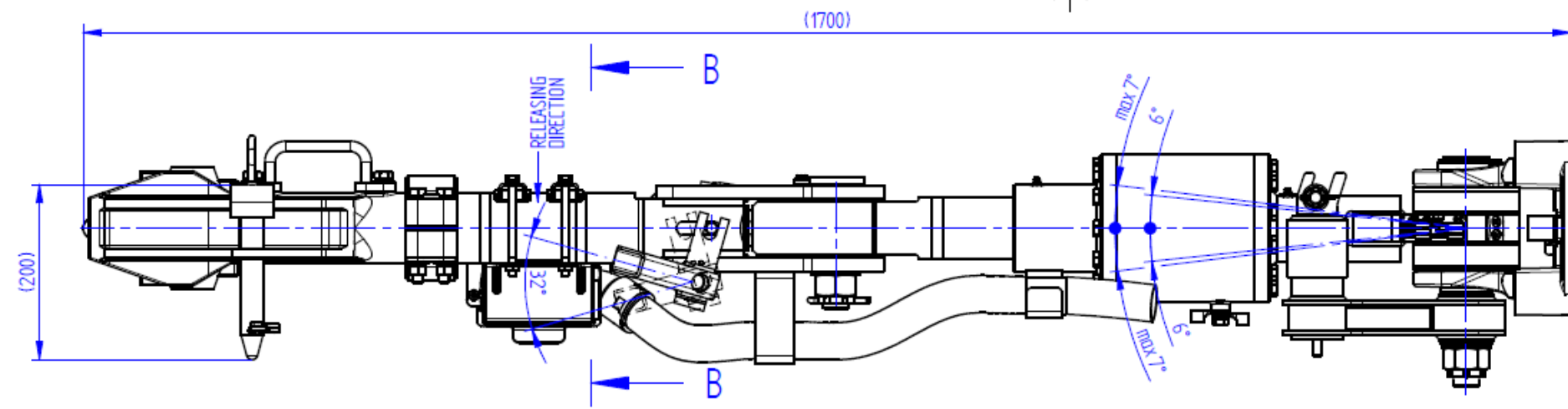
Seznam tabulek

Tabulka 1 – přehled tramvají Škoda Transportation [5].....	28
Tabulka 2 – maximální ovládací síly [13].....	46
Tabulka 3 – síly na spřáhlo při stejné hmotnosti vozů v soupravě	54
Tabulka 4 – síly na spřáhlo pro různě ložené vozy v soupravě	55
Tabulka 5 - Kategorie namáhání [15]	63
Tabulka 6 - přiřazení třídy provedení a kontroly svaru [15].....	63
Tabulka 7 – porovnání analýzy vzpěru a modální analýzy [22]	68
Tabulka 8 – okrajové podmínky	70
Tabulka 9 – porovnání různých metod výpočtu	72
Tabulka 10 – vyhodnocení zatížení v tahu	74
Tabulka 11 - vyhodnocení zatížení v tlaku	75
Tabulka 12 – porovnání analytických výsledků a MKP výsledků	78

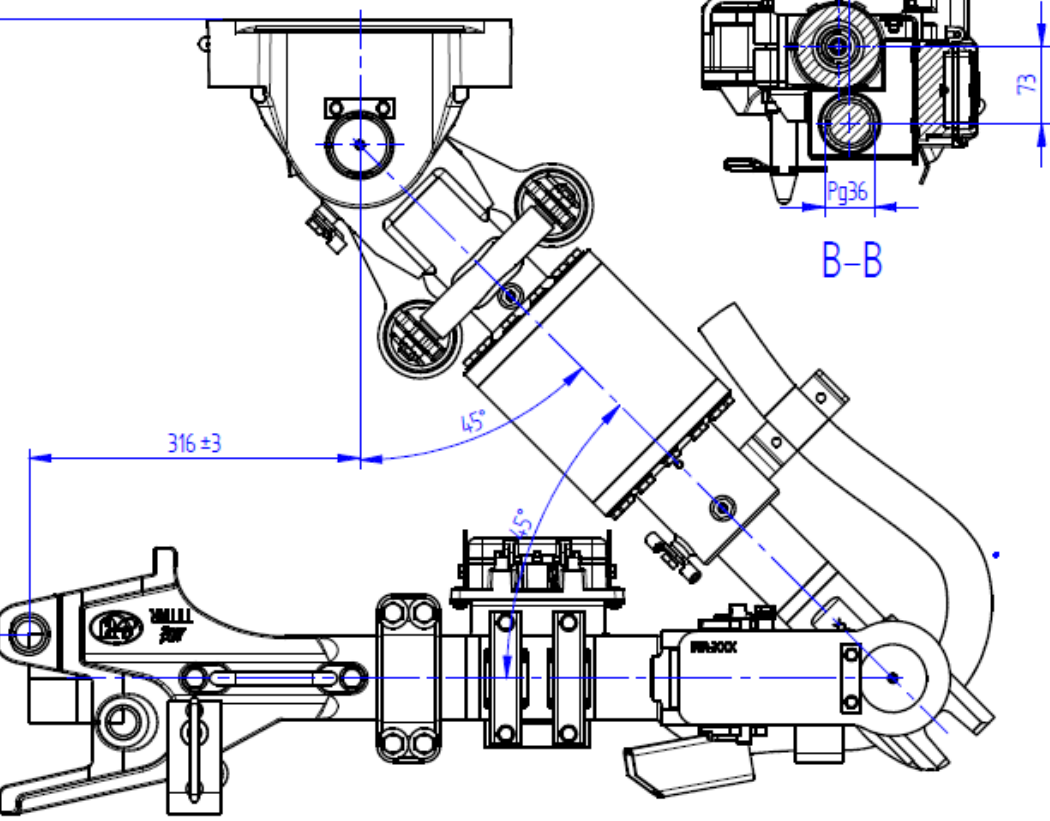
Seznam použitých zdrojů

- [1] ČSN EN 15227+A1: *Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu*. A1. Praha: Český normalizační institut, 2010
- [2] GROH, Jan. Tramvaj T3 č. 6900 na smyčce Levského. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 6.11. 2010 [cit. 2019-01-01]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Levsk%C3%A9ho,_Tatra_T3_p%C5%99i_vjezdu,_detail.jpg
- [3] Dokumentace společnosti Alfa Union, a.s. – autor
- [4] Dokumentace společnosti Alfa Union, a.s.
- [5] *Tramvaje Škoda Transportation* [online]. Plzeň: Škoda Transportation, 2017 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/produkty/tramvaje/>
- [6] Spráhlo dvouhlavé. *Drah-servis* [online]. Brno: DRAH-servis, 2016 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: http://www.drah-servis.cz/detail.php?typ=lgb_7_soucasti_sprahlodvouhlave
- [7] Connect and Protect.: Coupler and Front End Systems. In: *Voith.com* [online]. Salzgitter, Germany: Voith Turbo GmbH & Co., 2016, 2016-09 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: https://voith.com/ita-en/1994_e_g1712_en_schaku_verbindenschuetzen_2016-09.pdf
- [8] Scharfenberg functional principle. In: *Voithturbo.com* [online]. Salzgitter, Germany: Voith Turbo GmbH & Co., 2017 [cit. 2017-12-30]. Dostupné z: <http://www.voithturbo.com/scharfenberg-scharfenberg-functional-principle.html>
- [9] Scharfenberg couplers. *Voith.com* [online]. Salzgitter, Germany: Voith Turbo GmbH & Co., 2018 [cit. 2018-12-01]. Dostupné z: <http://www.voith.com/>
- [10] ČSN EN 12663-1+A1: *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 2014.
- [11] Train virtual coupling. In: *Innotrans.com* [online]. Berlin: Innotrans, 2018, 2018-09 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <https://www.innotrans.com/Press/Innovations/PDFInnovationsDetail.jsp?newsid=55492>
- [12] ČSN EN 15020+A1: *Železniční aplikace - Nouzové spráhlo - Požadavky na vlastnosti, specifická geometrie rozhraní, metody zkoušení*. A1. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [13] 361/2007 Sb.: *Nářízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci*. In: . Praha: Úřad vlády, 2007, ročník 2018, 246/2018 Sb.
- [14] Projekt: SKOTRANS – Velkoobjemový transport a dočasné uchování velkoobjemového odpadu, Číslo projektu: CZ.07.1.02./0.0/0.0/16_040/0000/363

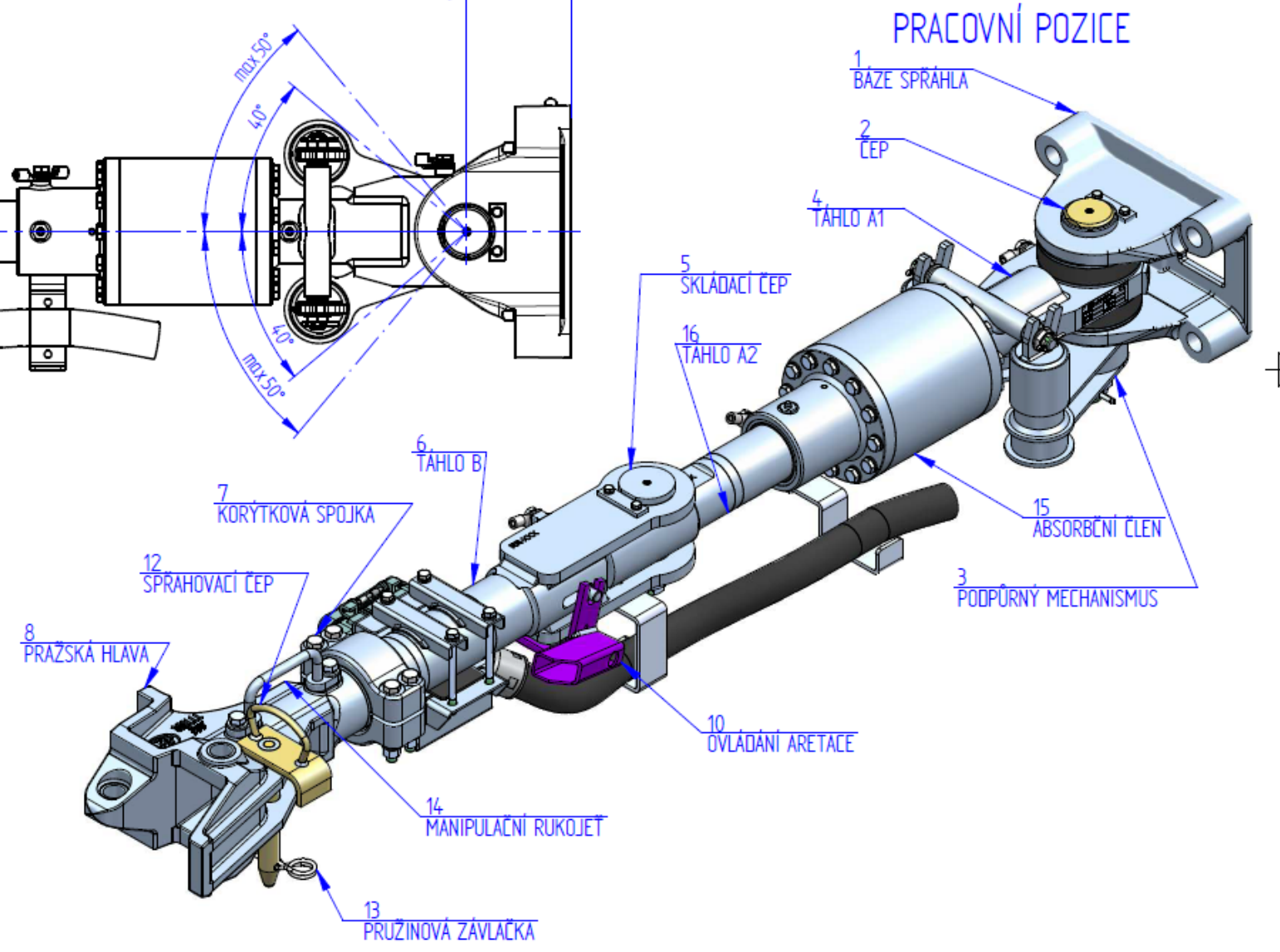
- [15] ČSN EN 15085-3: *Železniční aplikace - Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí - Část 3: Konstrukční požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 2007.
- [16] ČSN EN 1559-1: *Slévárství - Technické dodací podmínky - Část 1: Všeobecně*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [17] ČSN EN 1559-2: *Slévárství - Technické dodací podmínky - Část 2: Doplňkové požadavky na ocelové odlitky*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [18] ČSN EN ISO 4063: *Svařování a příbuzné procesy - Přehled metod a jejich číslování*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [19] BARNET, Michal. *Návrh výrobku svařovaného dle normy ČSN EN 15 085*. Praha, 2012. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Ladislav Kolařík, IWE.
- [20] MAZUR, Martin. *Ztráta stability prutů proměnlivého průřezu* [online]. Praha, 2018 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.mares/theses/MatejMazur2015.pdf>. Bakalářské práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Doc. Ing. Tomáš Mareš, Ph.D.
- [21] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *PRUŽNOST A PEVNOST V TECHNICKÉ PRAXI: Příklady II*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [22] M. KUROWSKI, Paul. *Buckling Analysis with FEA*. *MACHINE Design.com* [online]. 17.1.2011, 2011, 36-40 [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/fea-and-simulation/buckling-analysis-fea>
- [23] *Technical Code DVS 1612: Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction*. 2014. Düsseldorf, Germany: DVS - German Welding Society, 2017.
- [24] *VDI 2230 Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*. 2015-11. Düsseldorf: VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (GPP), 2015.
- [25] *DIN 25201-1:2015-12: Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten - Schraubenverbindungen - Teil 1: Einteilung, Kategorien der Schraubenverbindungen*. 2015-12. Berlin: DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF), 2015.
- [26] *DIN 25201-2:2015-12: Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten - Schraubenverbindungen - Teil 2: Konstruktion - Maschinenbauliche Anwendungen*. 2015-12. Berlin: DIN-Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge (FSF), 2015.



SLOŽENÁ POZICE



SLOŽENÁ POZICE

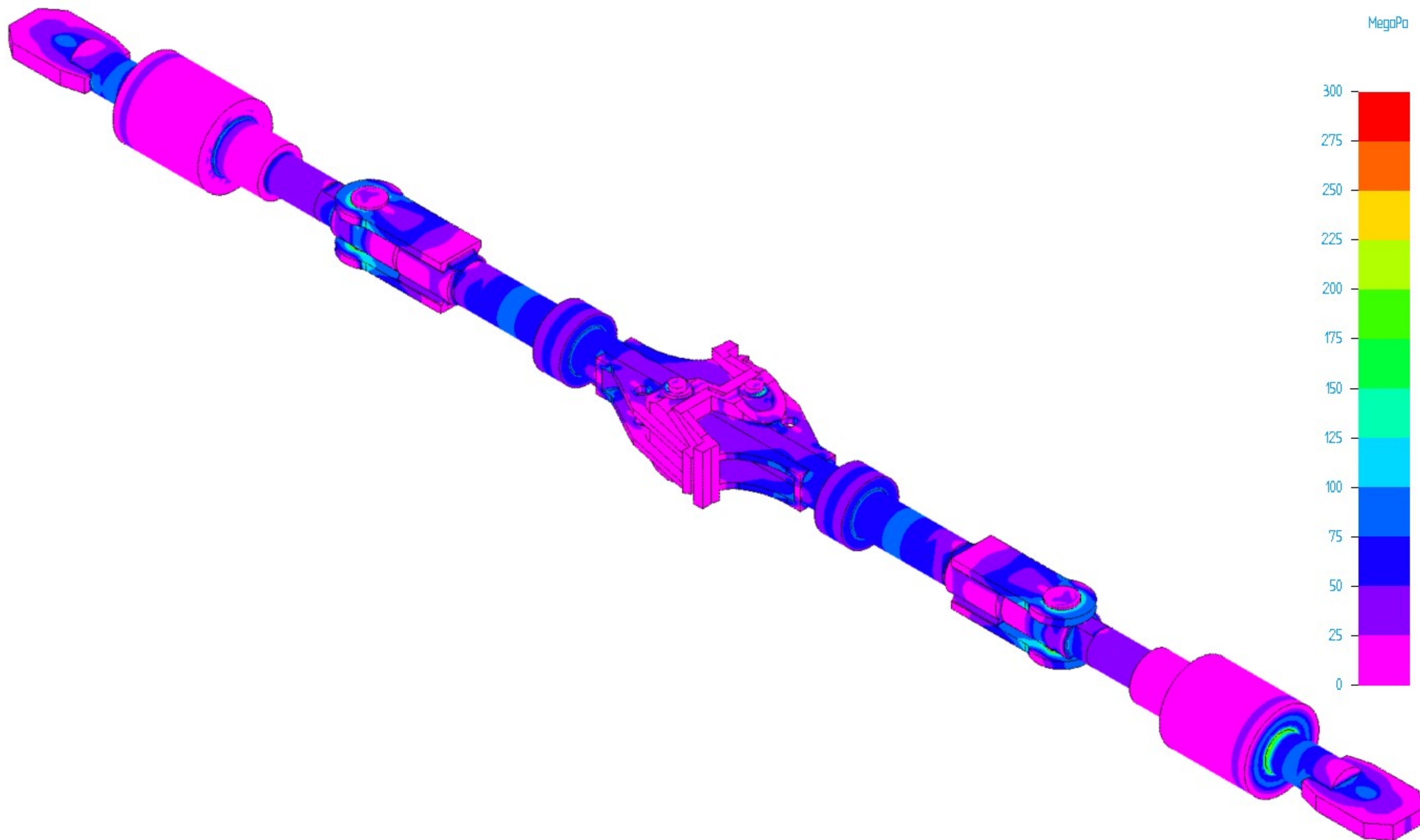


Tento dokument je duševním majetkem: Společnosti TTTM s.r.o. Je možno provádět pouze na souhlasném místě!

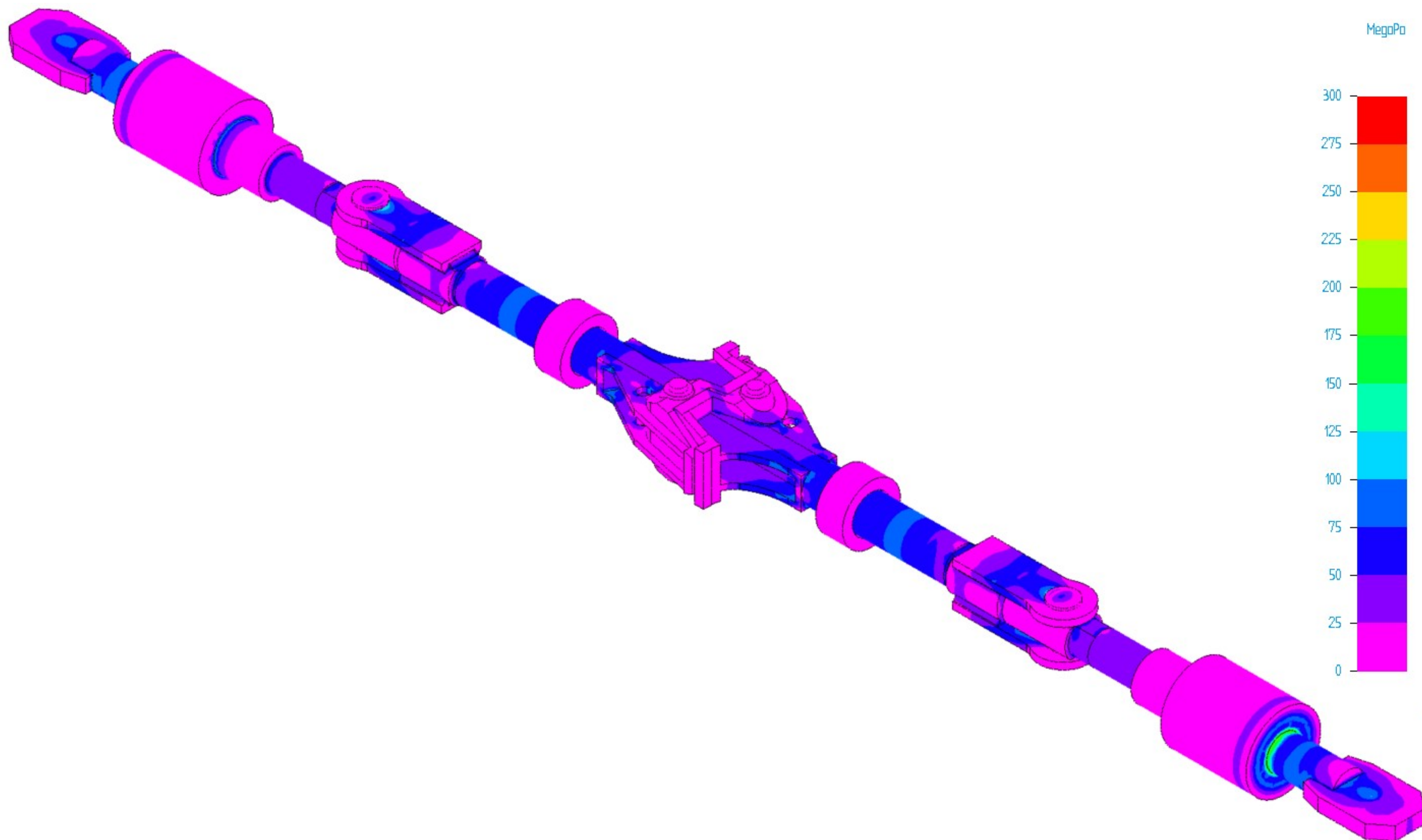
Měřítko: 1:5	Index:	Datum:	Změna:	Polotovary: -	Materiál: -
Formát: A2	Přesnost: ISO 2768-mK EN ISO 1302/AE	Konstruktor: Barnet	Kreslil: ---	Promítání: Neoznačené hrany ISO 13715: L-03 L-03	Čistá hmotnost: 131±2%kg Hrubá hmotnost: --- kg
Tolerování: ISO 8015	Kontroloval: Schwäil	Jazyk: CZE	Datum: 27.11.2018	Drsnost: ISO1302: 1978 Ra	Podobný výkres: ---
				Název: SPŘÁHLO Číslo výkresu: DP-2018-01 Index: - List 1 / Listů 3	



Deformace sestavy při vzpěrné deformaci.



Rozložení napětí podle teorie HMM pro celou sestavu – tah 200kN [MPa]



Rozložení napětí podle teorie HMH pro celou sestavu – tlak 200kN [MPa]