

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Návrh umístění a upevnění sedadel v interiéru
nízkopodlažní tramvaje**

**Design of seats positioning and fixing in the interior of the
low-floor tram**

Diplomová práce

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

Bc. Mareš Václav

Praha 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mareš** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **408645**
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 umístění a upevnění sedadel v interiéru nízkopodlažní tramvaje

Název diplomové práce anglicky:

Design of seats positioning and fixing in the interior of the low-floor tram

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši na téma: „Řešení konstrukce a upevnění různých typů sedadel v interiéru nízkopodlažních tramvají“.
- 2) Přehled legislativních a technických požadavků kladených na konstrukci sedadel a jejich upevnění.
- 3) Typový výkres nízkopodlažní tramvaje v měřítku 1:50, rozbor hmotnostní bilance a stanovte rozmístění sedadel.
- 4) Analýzu možností koncepčního řešení konzol sedadel a jejich upevnění do hrubé stavby článku skříňové tramvaje.
- 5) Pevnostní a konstrukční návrh konzol sedadel a proveďte výpočet šroubových a svarových spojů.
- 6) Průvodní technickou zprávu a sestavné výkresy konzol sedadel se sedadly a jejich upevnění do skříňové vozidla.

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:

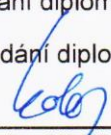
doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

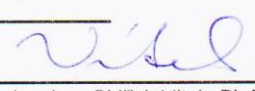
Datum zadání diplomové práce: **29.10.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **04.01.2019**

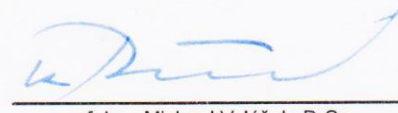
Platnost zadání diplomové práce: _____



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.

31.11.2018

Datum převzetí zadání

Mareš

Podpis studenta

Anotační list

- Jméno autora: **Bc. Václav MAREŠ**
- Název DP: Návrh umístění a upevnění sedadel v interiéru nízkopodlažní tramvaje
- Anglický název: Design of seats positioning and fixing in the interior of the low-floor tram
- Rok: 2019
- Studijní program: *Strojní inženýrství*
- Obor studia: *Dopravní, letadlová a transportní technika*
- Ústav: *Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel*
- Vedoucí DP: *doc. Ing. Josef Kolář, CSc.*
- Bibliografické údaje: počet stran 82
počet obrázků 66
počet tabulek 30
počet grafů 2
počet příloh 4
- Klíčová slova: *Nízkopodlažní tramvaj, konzole sedadla, pevnostní výpočet, sedadlo*
- Keywords: Low-floor tram, seat console, strenght calculation, seat
- Anotace: *Obsahem práce je návrh konzole pro dvojsedák nízkopodlažní tramvaje*
- Abstract: *Content of works is design console of double seats of low-floor tram*

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

.....

V Praze dne 7.1.2019

Bc. Mareš Václav

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za poskytnutí odborných rad, informací, věcných připomínek, ochotu a vstřícnost v průběhu zpracování mé diplomové práce. Poděkovat bych chtěl zaměstnancům společnosti Škoda Transportation, jmenovitě p. Ing. Jiřímu Vokounovi a p. Ing. Pavlu Hříbalovi při řešení diplomové práce. Dále pak velké poděkování patří mé rodině, přátelům a spolužákům za jejich podporu během mého studia.

Obsah

1. Seznam použitých zkratk a veličin.....	7
2. Úvod.....	9
3. Legislativní a technické požadavky na konstrukci sedadel	10
3.1. Norma pro rozměry sedadel – ČSN 28 1300	10
3.2. Norma pro dimenzování sedadel – UIC 566.....	10
3.3. Norma pro dimenzování – ČSN 12 663.....	11
4. Rešerše - řešení konzolí sedadel u tramvají a příměstských jednotek	11
4.1. Uchycení na podestu nad koly podvozků	12
4.2. Uchycení k podlaze a k bočnici	14
4.3. Uchycení ke stropu a k bočnici	15
4.3.1. Konzole s plechovým nosníkem	15
4.3.2. Konzole z profilové tyče	16
4.4. Uchycení do bočnice.....	17
4.4.1. Konzole z profilové tyče	17
4.4.2. Konzole z ohýbaného plechu.....	18
4.4.3. Konzole z protlačovaného profilu	19
4.4.4. Kombinace plechu a profilové tyče	20
5. Koncept tramvaje FC33	21
5.1. Hmotnostní bilance vozidla	22
6. Konceptní návrhy konzolí.....	31
6.1. Zástavbový prostor konzole.....	31
6.2. Varianty návrhu konzolí.....	33
6.2.1. Varianta 1 konceptního návrhu konzole sedadla	33
6.2.2. Varianta 2 konceptního návrhu konzole sedadla	34
6.2.3. Varianta 3 konceptního návrhu konzole sedadla	35
6.2.4. Zhodnocení výběru varianty návrhu konzole.....	36
7. Konstrukční návrh zvolené varianty konzole.....	38
7.1. Zhodnocení zatěžujících sil	38
7.2. Výpočet modulů průřezu	39
7.2.1. Plochy a těžiště v místech řezu	40
7.2.2. Momenty setrvačnosti	44
7.3. Rozměry uchycení sedadla	51

7.4.	Rozbor sil a jejich velikosti.....	52
7.4.1.	Rozbor sil působících na sedadlo	52
7.4.1.1.	Výpočet reakcí sedadla v 1. stavu zatížení.....	52
7.4.1.2.	Výpočet reakcí sedadla ve 2. stavu zatížení.....	54
7.4.1.3.	Zhodnocení reakcí od sedadla	54
7.4.2.	Rozbor sil působících na konzolu	55
7.4.2.1.	Rozbor sil v rovině z-y	56
7.4.2.2.	Rozbor sil v rovině x-y	61
7.4.2.3.	Zhodnocení sil působících v podporách C1, C2, D1 a D2	66
7.5.	Pevnostní výpočet	67
7.6.	Kontrola metodou MKP	69
7.7.	Výpočet šroubového spoje	70
7.7.1.	Výpočet šroubového spoje konzole – bočnice.....	70
8.	Výkresy sestav	77
9.	Závěr	77
10.	Seznam použité literatury	78
11.	Seznam obrázků	79
12.	Seznam tabulek	81
13.	Seznam grafů.....	82
14.	Seznam příloh.....	82



1. Seznam použitých zkratek a veličin

Zkratky

ŠT	Škoda transportation a.s.
TK	Temeno koleje
NPČ	Nadpodvozková část
MKP	Metoda konečných prvků

Veličiny

m_{sed}	Hmotnost sedadla	[kg]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
c	Přídavná hodnota gravitačního zrychlení v ose z	[-]
X_i	Vzdálenost těžiště sedících cestujících	[mm]
XF	Vzdálenost zavedené síly F1	[mm]
XFR	Vzdálenost rekční síly F1R	[mm]
XB	Vzdálenost těžiště kontejneru napájení/nabíjení	[mm]
XK_i	Vzdálenost těžiště klimatizace pro prostor tramvaje	[mm]
XP	Vzdálenost těžiště pantografu	[mm]
$XK\check{R}$	Vzdálenost těžiště klimatizace řidiče	[mm]
XZP	Vzdálenost těžiště zadního představku	[mm]
XPP	Vzdálenost těžiště předního představku	[mm]
RP	Vzdálenost otočných čepů podvozků	[mm]
G_i	Síly působící na podvozky	[N]
S_c	Celková plocha ke stání	[m ²]
ρ_i	Obsazenost na m ²	[-]
Q_p	Kolová síla pravé strany	[N]
Q_L	Kolová síla levé strany	[N]
n_{ces}	Počet sedících cestujících	[-]
m_{ces}	Hmotnost cestujícího = m_r	[kg]
A	Nápravové zatížení	[kN]
R_i	Poloměr ohraněného plechu	[mm]
H	Výška nosné části profilu	[mm]
H_i	Celková výška profilu v daném řezu	[mm]



B	Šířka nosné části profilu	[mm]
B1	Celková šířka profilu	[mm]
W1	Vzdálenost mezi nosnými profily	[mm]
W2	Vzdálenost složených profilů	[mm]
t	Tloušťka plechu profilu	[mm]
b1	Výška obrazce 1	[mm]
b2	Výška obrazce 2	[mm]
b3 _i	Proměnná výška obrazce 3	[mm]
J _{xi} '	Moment setrvačnosti k ose x i-tého obrazce	[mm ⁴]
J _{zi} '	Moment setrvačnosti k ose z i-tého obrazce	[mm ⁴]
J _{xi}	Moment setrvačnosti k centrální ose x i-tého obrazce	[mm ⁴]
J _{zi}	Moment setrvačnosti k centrální ose z i-tého obrazce	[mm ⁴]
x1	Rozteč šroubů sedadla v ose x	[mm]
x2	Rozteč šroubů konzole v ose x	[mm]
x4	Působíště síly F _z '	[mm]
z1	Působíště síly F _x	[mm]
z2	Rozteč šroubů konzole v ose z	[mm]
y5	Rozteč šroubů sedadla v ose y	[mm]
y _i	i=1-4, vzdálenosti šroubů sedadla od bočnice	[mm]
y _{1i}	Vzdálenosti řezů konzolou	[mm]
a	Vzdálenost síly F _t o těžiště mezi přírubami	[mm]

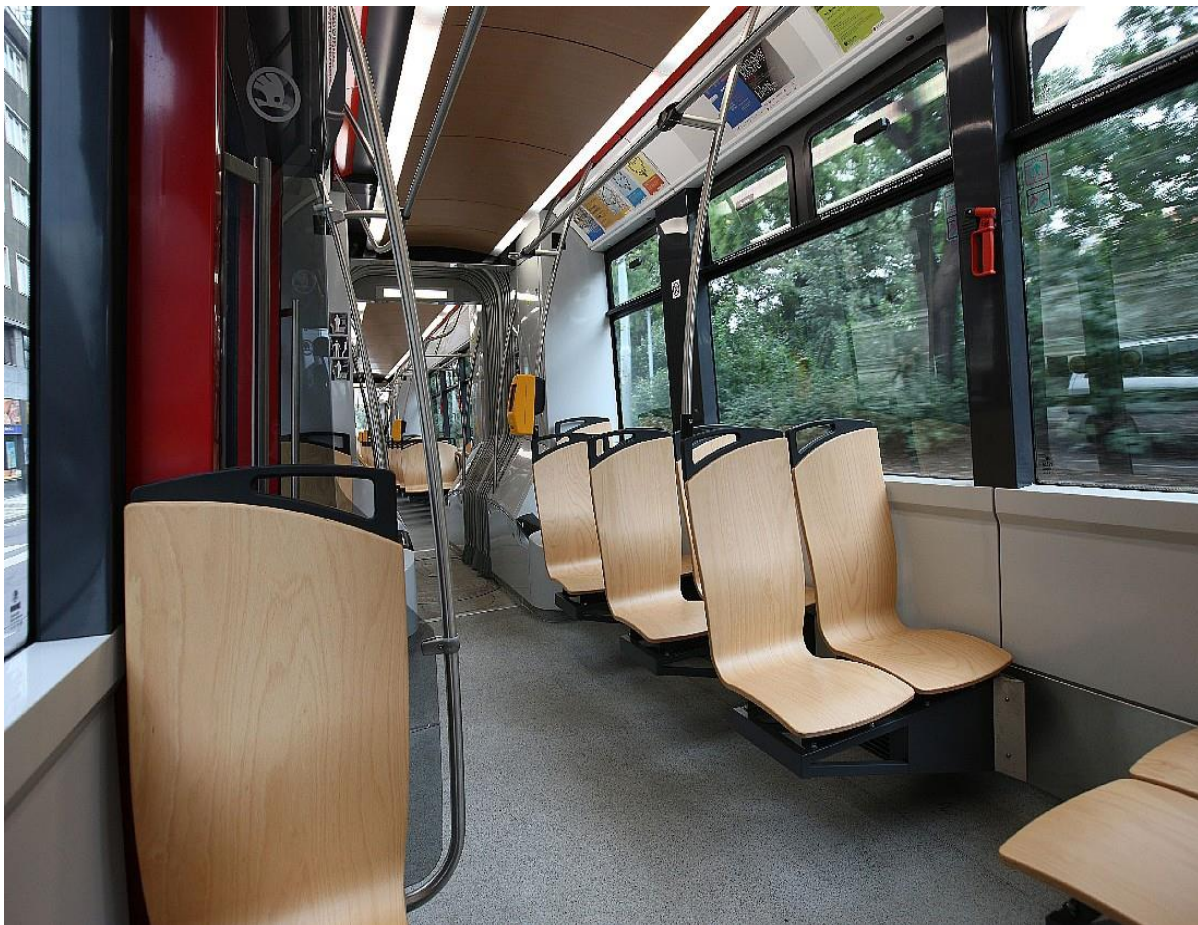
2. Úvod

Tato diplomová práce vznikla ve spolupráci se společností Škoda Transportation a.s. (dále jen ŠT), která se snaží navrhnout konzoli pro sedadla v tramvajových vozidlech.

Konzole sedadel nízkopodlažních tramvají prošly do současnosti značným konstrukčním vývojem. Dnešní uspěchaná doba si žádá, aby komponenty tramvají a příměstských jednotek byly konstrukčně co nejjednodušší a snadno vyměnitelné. Jinak tomu není ani u návrhu konzolí sedadel, které se snaží přejít na upevnění do boku skříně.

Cílem mé diplomové práce je vytvořit koncepční návrh konzole pro jedno nebo dvě sedadla tak, aby byla konstrukčně co nejjednodušší, designově přijatelná. Konzoli jsem navrhoval pro koncept tramvaje FC33 a případné další použití u nadcházejících modelů tramvají společnosti ŠT.

Stávající interiér vozu škody 15T a řešení konzole sedadla jsem doložil na obrázku č.1. Než-li přistoupím k vlastnímu návrhu konzole sedadel, provedu v následující kapitole rešerši legislativních a technických požadavků.



Obrázek 1 - Stávající interiér a konzole tramvaje Škoda 15T [3]

3. Legislativní a technické požadavky na konstrukci sedadel

Legislativní a normativní požadavky pro dimenzování konzolí sedadel definují normy UIC566 a ČSN 12 663. Dále norma ČSN 28 1300, kde jsou uvedeny minimální rozměry sedadla pro cestující. Z těchto norem jsem vytvořil stručný výpis.

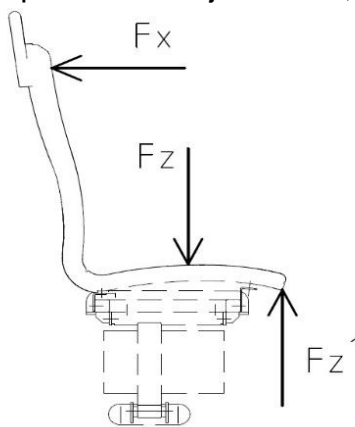
3.1. Norma pro rozměry sedadel – ČSN 28 1300

Rozměry a ergonomické požadavky sedadel pro tramvaje udává norma ČSN 28 1300. Výše uvedená norma uvádí pouze šířku a hloubku činné plochy sedadla. Hloubka a šířka činné plochy sedadla musí mít nejméně 400 mm pro jednoho cestujícího. Tyto normou stanovené rozměry však nemusí být vždy stejné. Ke změně rozměrů může dojít na základě dohody výrobce s dopravcem. Úchytové body sedadla jsou specifikovány podle daného typu konzole. Pro mou práci jsem si rozměry uchycení sedadla zvolil na základě rozměrů z typového výkresu.

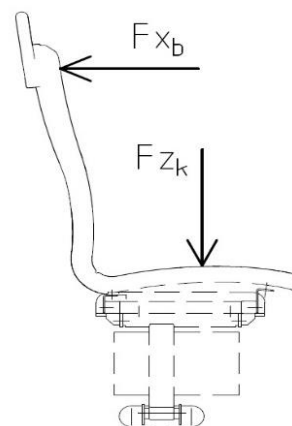
3.2. Norma pro dimenzování sedadel – UIC 566

Dimenzováním vybavení kolejových vozidel se zabývá norma UIC 566, která nám udává maximální zátěžné stavy na dané vybavení uchycené v hrubé stavbě vozidla. Sedadla pro cestující a jejich části pro upevnění do hrubé stavby musí odolat bez trvalých deformací zátěžným stavům, které uvedu v nadcházejících bodech.

- Sedadlo musí odolat v jakémkoliv místě horní části konstrukce sedadla o ploše 380x380 mm vodorovné síle (ve směru osy x) $F_x \pm 1500$ N, viz obr. 2.
- Ve svislém směru (ve směru osy z) musí odolat konstrukce síle F_z 1000 N na plochu sedadla o rozměrech 380x220 mm, nebo síle F_z' 1200 N, která působí na předním okraji sedadla, v závislosti na jeho konstrukci, viz obr. 2.



Obrázek 2 - Svislé a vodorovné zatížení sedadla dané normou



Obrázek 3 - Svislé a vodorovné provozní zatížení konzole sedadla

Na základě zkušeností je třeba díly uchycení sedadel přezkoušet, aby vydržely případné síly vyvolané vandalismem. Tyto síly jsou v podélném směru definovány podle vzorce (1), kde m_{sed} je hmotnost sedadla. V příčném směru pak podle vzorce (2).

$$m_{sed} \cdot 5g \quad (1)$$

$$m_{sed} \cdot 1g \quad (2)$$

3.3. Norma pro dimenzování – ČSN 12 663

Tato norma nám udává, jakými hodnotami zrychlení vynásobit hmotnosti při výpočtu sil v místech uchycení vybavení. Norma nám udává přídatná zrychlení ve směru os x, y a z. Ve směru osy x je přídatné zrychlení $\pm 3g$. Ve směru osy y je zrychlení $\pm 1g$. A nakonec ve směru osy z, to se týká pouze vlastní hmotnosti vybavení, je zrychlení $(1 \pm c) \cdot g$, kde c je přídatná hodnota od 2 až do 0,5. Hodnota $c=2$ se přidává na konci vozidla a lineárně klesá na hodnotu $c=0,5$ ke středu vozidla.

4. Rešerše - řešení konzolí sedadel u tramvají a příměstských jednotek

Konstrukční řešení sedadel u nízkopodlažních tramvají, tramvají s vysokou podlahou a příměstských jednotek se dají rozdělit na dvě základní uspořádání podle směru jízdy. Za prvé na sedadla situovaná čelem nebo zády po směru jízdy, které můžeme definovat jako sezení s příčnou zástavbou. Tato varianta uspořádání je nejrozšířenější u moderních tramvají a bylo použito například u tramvaje Škoda 15T, viz obr. 1. A za druhé bokem ke směru jízdy, tzv. sezení s podélnou zástavbou. Tato varianta umožňuje nižší průchodnost lidí při nastupování a vystupování. Provedení bylo použito například u tramvaje Škoda 13T, viz obr. 4.

Obě varianty zástavby sedadel mohou být sklopná nebo pevná. Sklopná sedadla, viz obr. 7, se používají především v prostoru proti nástupním dveřím, kde je vyhrazen prostor pro osoby se sníženou pohyblivostí, matky s kočárky nebo místo pro přepravu jízdních kol.

Uspořádání sedadel u tramvají mohou být 3 varianty. U tramvají s šířkou do 2 480 mm se používají uspořádání 1+1 s podélnou zástavbou, viz obr. 4, nebo s příčnou zástavbou, viz obr. 5. U moderních tramvají se dnes nejčastěji používá uspořádání sedadel 2+1, viz obr. 1. Standardně se pak používá u vozidel s šířkou větší jak 2 480 mm uspořádání 2+2 v prostoru nad podvozky, viz obr. 6.



Obrázek 4 - Uspořádání sedadel 1+1 s podélnou zástavbou [6]



Obrázek 5 - Uspořádání sedadel 1+1 s příčnou zástavbou [3]



Obrázek 6 - Uspořádání sedadel 2+2 [9]



Obrázek 7 - Sklopné sedadlo [8]

Dále můžeme rozdělit konzole sedadel podle uchycení do hrubé stavby vozidla:

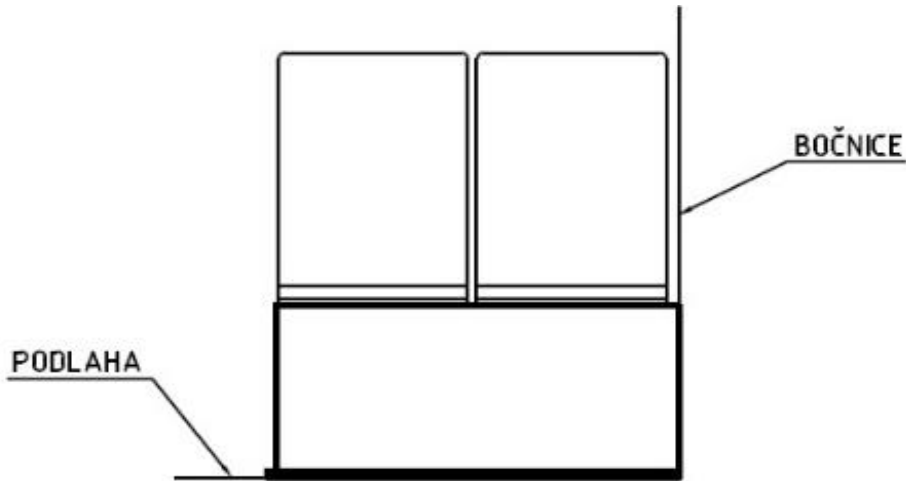
- Na podestu nad kola podvozků nebo na bednu
- K podlaze a k bočnici
- Ke stropu a k bočnici
- Do bočnice

Varianty uchycení z výše uvedeného rozdělení mohou být v provedení příčné nebo podélné zástavby. Dále pak mohou být pro jedno sedadlo, jedno a půl sedadlo nebo dvojsedadlo. Konstrukční řešení uchycení sedadel z různých ve světě používaných tramvajů a příměstských jednotek jsem podrobněji rozebral v následujících podkapitolách.

4.1. Uchycení na podestu nad koly podvozků

Tato varianta provedení se používá u nízkopodlažních tramvajů v místě nad koly podvozků. Řešení podesty bývá konstrukčně složitější a výrobně náročnější. Samotná podesta slouží především k zakrytí komponent podvozku. Podesta je součástí

konstrukce hrubé stavby skříně, která je velmi namáhaná od podvozku a sekundárního vypružení. Její konstrukce se skládá především z ohýbaného plechu, který je vyztužen kvůli pevnosti žebry. Dále může být z protlačovaných profilů jako je konstrukce hrubé stavby skříně. Na podestu jsou přidělané lišty pro uchycení sedadla. Podesta pak může být zakryta tvarovanými plastovými díly kvůli designu. V případě této varianty je úklid podlahy ve vozidle složitější a časově náročnější.

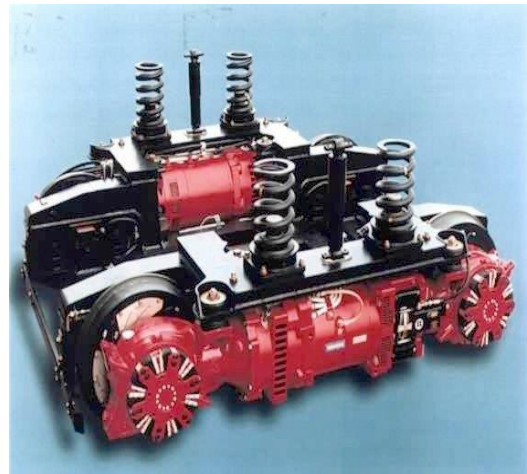


Obrázek 8 - Schéma uchycení na podestu

Uvedené provedení podesty je použito například u tramvaje Siemens Combino, viz obr. 9. Uvedl jsem pro znázornění i podvozek, aby bylo vidět, jak podesta kopíruje tvar podvozku, viz obr. 10.



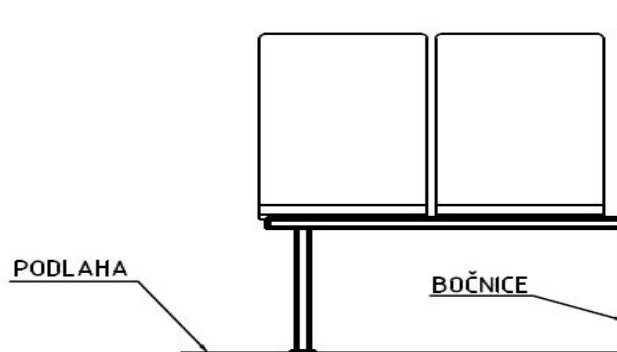
Obrázek 9 - Podesta Siemens Combino [7]



Obrázek 10 - Podvozek Siemens Combino [7]

4.2. Uchycení k podlaze a k bočnici

Varianta uchycení konzole sedadel k podlaze a bočnici se používá především u příměstských jednotek. Patří mezi konstrukčně jednoduchá, cenově levná a váhově středně těžká provedení. Konstrukce je typu staticky neurčitého nosníku. Samotnou konstrukci pak tvoří vodorovný nosník, na který je přímo uchyceno sedadlo, a svislou podpěrnou nohou. Uchycení konzole je do podlahy a bočnice provedeno pomocí šroubů. Tím vznikne u podpěrné nohy narušení v podlaze a tím její ucelenosti. Kolem svislé nohy, viz obr. 12, nebo šikmé, viz obr. 13, se pak zadržuje voda a nečistoty, které mohou vniknout do podlahy a způsobit její korozi. Následně pak může koroze napadnout podpěrnou nohu a šrouby. Nevýhodou je pak dále uklízení, které kvůli neucelené podlaze trvá delší dobu. Strojní uklízení v tomto případě není možné provádět v celé šířce vozidla.



Obrázek 11 - Schéma uchycení konzole k podlaze a k bočnici

Provedení na obrázku 12 bylo použito u tramvaje Stadler Tango pro Dánsko.



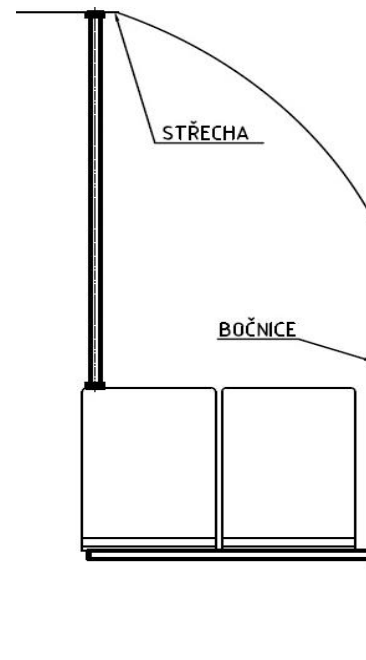
Obrázek 12 - Řešení konzole u tramvaje Stadler Tango [10]



Obrázek 13 - Řešení konzole u tramvaje Pesa Krakowiak [11]

4.3. Uchycení ke stropu a k bočnici

Druh tohoto uchycení je používán především u tramvají a metra. Jde oproti předchozím variantám konzolí o konstrukčně snadnější provedení, výrobně nenáročnou a váhově lehkou konstrukci. Konstrukce je staticky neurčitý nosník. Vodorovnou část tvoří jednoduchý nosník, který je uchycen v boku skříně hrubé stavby pomocí šroubů. Na nosník jsou připevněna sedadla, která musí být konstrukčně pevnější, pokud jsou součástí konzole. K sedadlu je pak připevněna pomocí svěrného spoje tyč, která je vynesena do stropu hrubé stavby, kde je pomocí šroubů uchycena. Střecha je v místech úchytů patřičně vyztužena. Tyč tvoří nosnou část konzole a slouží stojícím cestujícím k přidržení. Podlaha je v tomto případě nedotčena a úklid je rychlý a snadný.



Obrázek 14 - schéma uchycení ke stropu a k bočnici

4.3.1. Konzole s plechovým nosníkem

Nosná část konzole se skládá ze dvou ohraněných plechů, které jsou připevněny do bočnice. Tvar plechů může být například trojúhelník, viz obr. 15. Nosné plechy jsou propojeny příčkami. Podporu konstrukce pak tvoří přídržná tyč pro cestující.



Obrázek 15 - Konzole sedadla tramvaje RT6N1 [12]

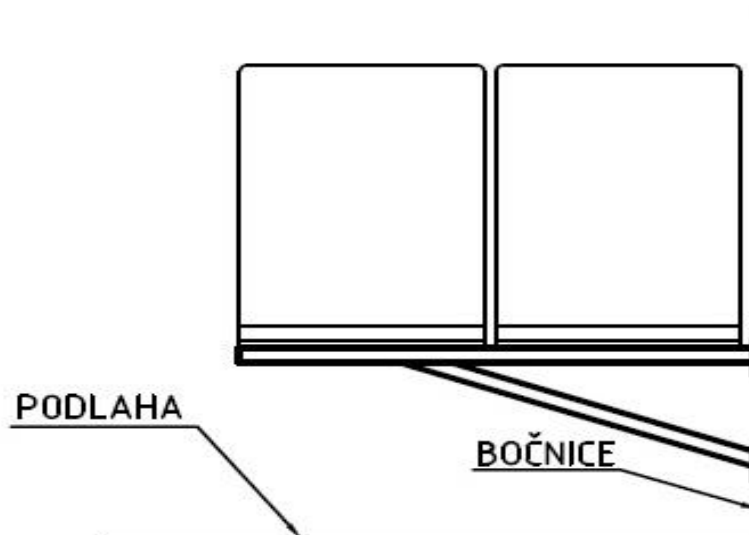
4.3.2. Konzole z profilové tyče



Obrázek 16 - Konzole sedadla u vozidla Fiat II [13]

4.4. Uchycení do bočnice

Způsob uchycení konzole do bočnice je konstrukčně a výrobně složitější, tím pádem cenově dražší. Z důvodu pevnostního dimenzování je konstrukce robustnější a těžší. Konstrukce je tvořena staticky neurčeným nosníkem o dvou podporách nebo staticky určitým nosníkem stálé pevnosti. Konzole je uchycena pomocí šroubů pouze do bočnice, která musí být dostatečně nadimenzovaná na toto namáhání. Z pohledu úklidu podlahy je tato varianta nejlepší a může se použít strojní uklízení.



Obrázek 17 - Schéma uchycení do bočnice

4.4.1. Konzole z profilové tyče

Průřez profilové tyče bývá nejčastěji čtvercový nebo kruhový se slabší tloušťkou stěny kvůli váze konzole.



Obrázek 18 - Konzole sedadla od společnosti Solaris Tramino [14]



Obrázek 19 - Konzole tramvaje u Siemens Avenio [15]

4.4.2. Konzole z ohýbaného plechu

Konzole sedadla z ohýbaného plechu, viz obr. 20, je jednoduchá a elegantní varianta. Jedná se o dva nosníky stálé pevnosti z ohýbaného plechu, které jsou pomocí šroubů uchyceny do boku hrubé stavby vozidla. Nosník může být pro zvýšení pevnosti vyztužen žebry. Dále pak pro snížení hmotnosti je možné v nosníku udělat odlehčení, viz obr. 22.



Obrázek 20 - Konzole sedadla tramvaje CAF pro Luxemburg [16]



Obrázek 21 - Konzole u vlaku Siemens [18]



Obrázek 22 - Konzole u Metra v Midlandu [19]

4.4.3. Konzole z protlačovaného profilu

Pro podpěru konzole, viz obr. 23, byla použita část sloupku hrubé stavby vozidla z protlačovaného profilu pro spojení střechy s bočnicí hrubé stavby.



Obrázek 23 - Konzole sedadla z protlačovaného profilu [2]

4.4.4. Kombinace plechu a profilové tyče

U této varianty konzole, viz obr. 24, byla použita kombinace plechu a profilové tyče. První část konzole tvoří podpěra z ohnutého plechu do trojúhelníkového tvaru a délky přes jedno sedadlo. V širší části podpěry je přivařená příruba s dírami pro uchycení do bočnice. Druhou část tvoří profilová tyč, podle mého názoru se jedná o dvě kruhové tyče, přivařené k plechové podpoře.



Obrázek 24 - Konzole sedadla u vozidla Vossloh supertram class 399 [20]



Obrázek 25 - Konzole sedadla u tramvaje Bombardier flexity [21]



Obrázek 25.1 - Řešení konzole u tramvaje Vossloh Tramlink 6N2 [22]

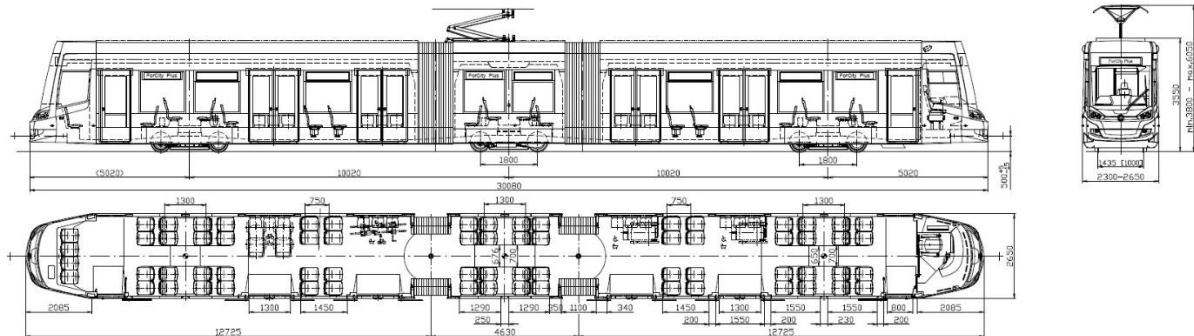
V závěru této kapitoly bych chtěl podotknout, že řešení konzolí sedadel tramvají je velice rozmanité a nápadité. Z toho vyplývá, že jednotlivé firmy preferují jiná konstrukční řešení, protože každý zákazník má jiné požadavky. Rešerše mě inspirovala při mém koncepčním návrhu řešení konzole sedadel, které je provedeno v kapitole 6.

5. Koncept tramvaje FC33

V této kapitole mi bylo uděleno vytvořit typový výkres pro plánovanou tramvaj od ŠT, který je v příloze [I], a spočítat hmotnostní bilanci vozidla. Popis vozidla a výpočet hmotnostní bilance vozidla jsem provedl v následujících podkapitolách.

Název tramvaje s označení FC33 vznikl v plánované platformě společnosti ŠT. Jedná se o tříčlankovou tramvaj se třemi podvozky, kde čelní podvozky jsou trakční a prostřední běžný. Trakční podvozky jsou vybaveny dvěma trakčními motory, kde každý pohání jedno dvojkolí. Podvozky tramvaje jsou vybaveny koly o průměru 600 mm s dovoleným ojetím kol na průměr 540 mm. Vzdálenosti otočných čepů od čel vozidla jsou 5020 mm. Délka vozidla činí 30 080 mm a v prázdném stavu má hmotnost 37 700 kg. Střeška vozidla je ve výšce 3550 mm na temenem koleje (dále jen TK). Vozidlo disponuje velkým počtem dveří, dvěma jednokřídlými na koncích vozidla o šířce 800 mm a čtyřmi dvoukřídlými o šířce 1300 mm. Tramvaj je vybavena 68 pevnými sedadly a 12 sklopnými sedadly, které jsou umístěny naproti dvoukřídlým dveřím. Prostor před sklopnými sedadly je vyhrazen pro kočárky. Dále pak u zadní dvojice širších dveří je vyhrazen prostor pro kola a u přední dvojice dveří je vyhrazen

pro vozíčkáře. Kapacitu stojích cestujících jsem stanovil na 142 osob podle celkové plochy ke stání a obsazenosti 4 os./m², viz. kapitola 5.1. Celková kapacita pak činí se sklopenými sedadly 210 osob. Vůz je široký 2650 mm což umožňuje uspořádání sedadel 2+2. Střešní výzbroj vozidla se skládá z pantografu umístěného uprostřed tramvaje, klimatizace pro řidiče, kontejneru napájení/nabíjení a trakčních měničů. Umístění výzbroje jsem stanovil tak, aby nebylo překročeno normou stanovené nápravové zatížení 110 kN na nápravu. Rozmístění výzbroje můžeme vidět na obrázku 29 a 30.



Obrázek 26 - Typový výkres tramvaje FC33

5.1. Hmotnostní bilance vozidla

Pro výpočet hmotnostní bilance mi byly poskytnuty od ŠT hmotnosti střešní výzbroje, podvozků a představek. Poskytnuté hodnoty a hodnoty potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 1. Výpočet jsem provedl v programu microsoft office excel, viz. příloha [II].

Tabulka 1 - Hmotnosti částí vozu

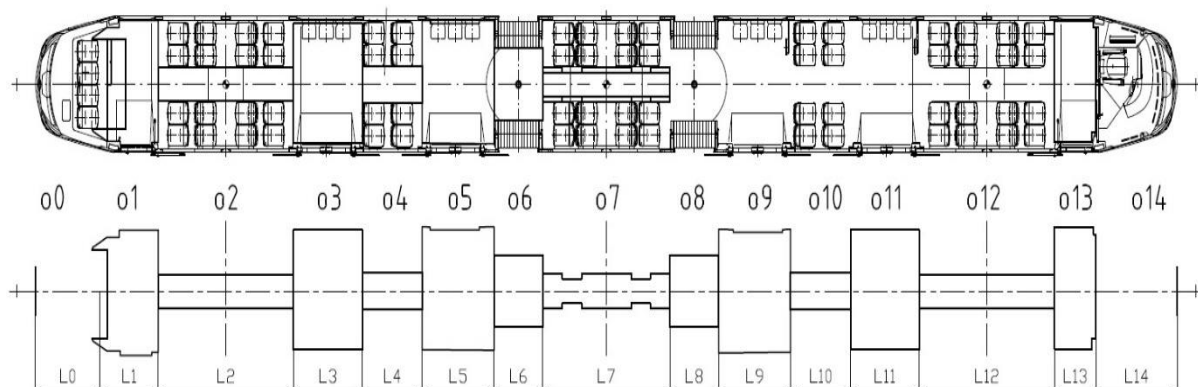
Klimatizace pro řidiče	$m_{kř} =$	150	[kg]
Klimatizace prostoru cestujících	$m_k =$	350	[kg]
Trakční měnič	$m_{tm} =$	500	[kg]
Kontejner napájení/nabíjení	$m_{kn} =$	320	[kg]
Pantograf	$m_p =$	155	[kg]
Přední představek	$m_{pp} =$	900	[kg]
Zadní představek	$m_{zp} =$	100	[kg]
Trakční podvozek	$m_{tp} =$	4800	[kg]
Běžný podvozek	$m_{bp} =$	3400	[kg]

Hmotnost cestujícího	$m_{ces} =$	70	[kg]
Hmotnost trakčního podvozku	$m_{tp} =$	4800	[kg]
Hmotnost běžného podvozku	$m_{bp} =$	3600	[kg]

Statická nápravová zatížení jsem vypočetl pro 4 stavy zatížení vozidla. Jako první jsem uvažoval prázdnou tramvaj. U dalších variant jsem uvažoval s plně obsazenými místy k sezení. Jako druhou variantu jsem si zvolil normální obsazenost volného prostoru vozu pro stojící cestující, branou jako 4 os./m². Jako třetí stav jsem uvažoval obsazenost 6 os./m², tato hodnota se bere jako maximální přetížitelnost vozu v provozu. A poslední možnost obsazenost 8 os./m², která je normou brána jako maximální zatížení pro konstrukční výpočet vozidla.

Postup výpočtu hmotnostní bilance vozidla.

Nejprve jsem si rozdělil délku tramvaje na 14 oddílů, viz. obr. 27, a poté jsem z typového výkresu odečetl plochy oddílů pro stojící cestující (S_i) a jejich délky (L_i), které jsem uvedl v tabulce 2. Rozdělení na oddíly jsem provedl pro přesnější výsledek hmotnostní bilance. Celkovou plochu pro stojící cestující jsem vypočetl na 35,7 m² při neobsazených sklopných sedadlech.

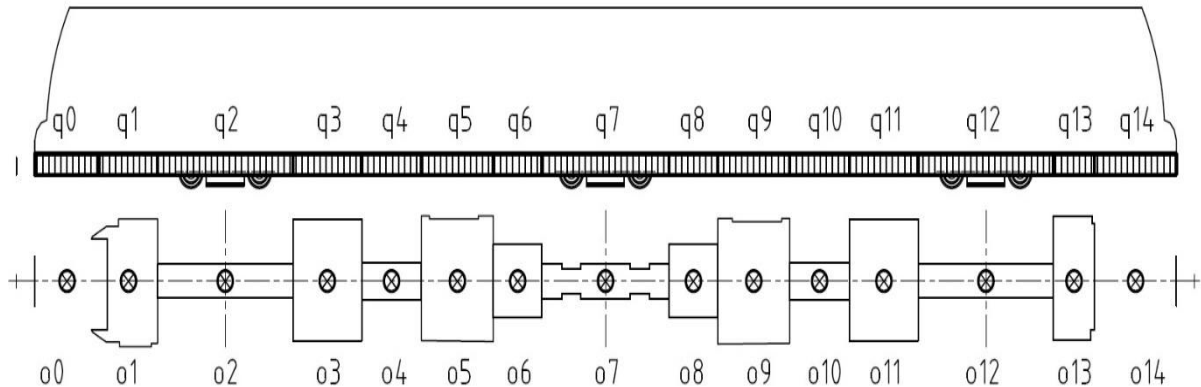


Obrázek 27 - Plochy a délky sektorů

Tabulka 2 - Plochy a délky sektorů tramvaje

Oddíl (o)	0	1	2	3	4	5	6	7
Délka oddílu [mm]	1700	1540	3560	1812	1578	1892	1286	3344
Plocha stání [m ²]	0	3,28	2,31	4,21	1,14	4,45	1,8	2,05
Oddíl (o)	8	9	10	11	12	13	14	celkem
Délka oddílu [mm]	1286	1892	1578	1812	3560	1088	2152	30080
Plocha stání [m ²]	1,8	4,45	1,14	4,21	2,31	2,55	0	35,7

Dále jsem si vypočetl hmotnost nadpodvozkové části (dále jen NPČ) vozidla bez střešní výbroje pro výpočet hmotnosti oddílů NPČ. Hmotnost NPČ je tvořena vlastní tíhou v prázdném stavu. V zatíženém stavu jsem do hmotnosti NPČ zahrnul i hmotnosti stojících cestujících. Pro zjednodušení jsem uvažoval působíště osamělých sil T_i od zatížení oddílů q_i v těžišti plochy daného oddílu, viz. obr. 28.



Obrázek 28 - Spojité zatížení a jejich působíště

Celková hmotnost střešní výbroje s představky

$$\begin{aligned} m_{sv} &= m_{kř} + 2 \cdot m_k + 2 \cdot m_{tm} + m_{kn} + m_p = \\ m_{sv} &= 150 + 2 \cdot 350 + 2 \cdot 500 + 320 + 155 = 2\,325 \text{ [kg]} \end{aligned} \quad (3)$$

Hmotnost NPČ na milimetr délky prázdného vozidla

$$\begin{aligned} m_{NPČm} &= \frac{m_{v0} - m_{sv} - 2 \cdot m_{tp} - m_{bp} - m_{pp} - m_{zp}}{L} = \\ m_{NPČm} &= \frac{37\,700 - 2\,325 - 2 \cdot 4\,800 - 3\,600 - 900 - 100}{30\,080} = 0,71 \text{ [kg/mm]} \end{aligned} \quad (4)$$

Osamělé síly (T_i) od hmotnosti oddílu NPČ a zatížení stojícími cestujícími jednotlivých oddílů jsem spočetl podle níže uvedeného obecného vzorce (9). Následující výpočty hmotnostní bilance jsem provedl pouze pro obsazenost 4 os./m².

T_i pro obsazenost 4 os./m²

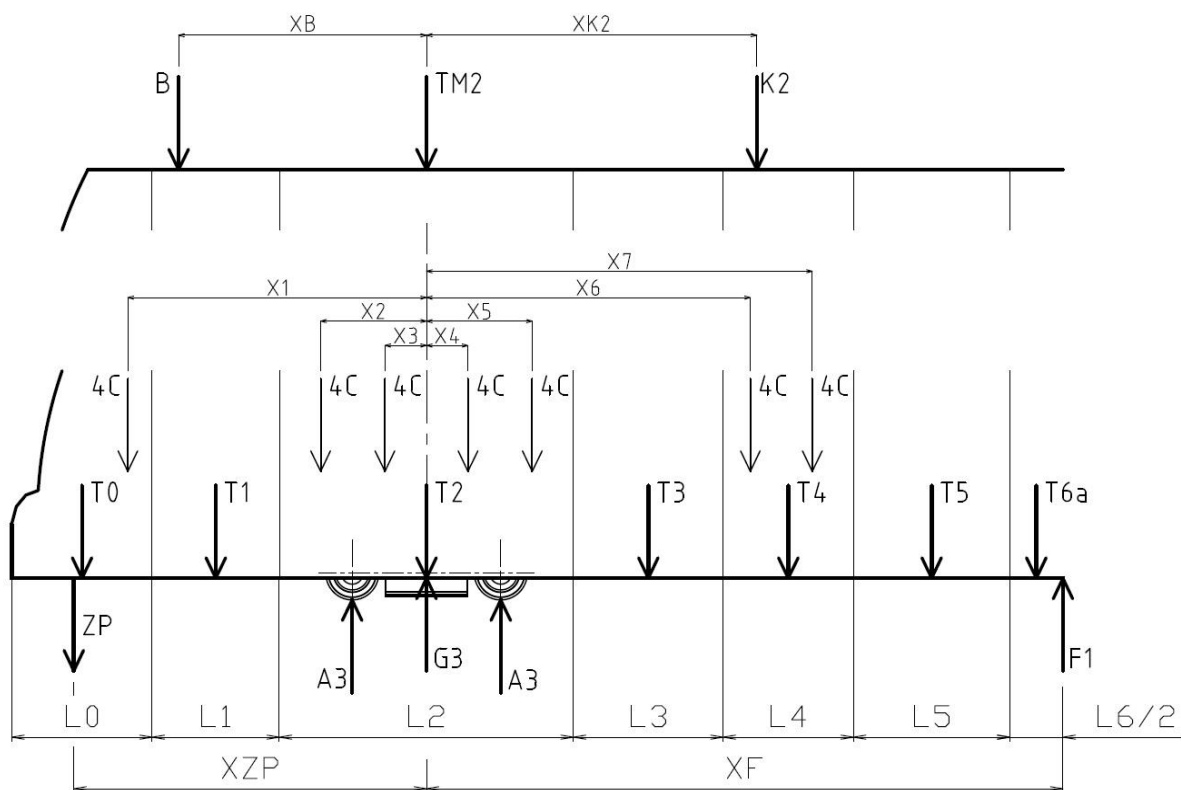
$$T_i = (m_{NPČm} \cdot L_i + \rho_4 \cdot S_i \cdot m_{ces}) \cdot g = [N] \quad (5)$$

Hodnoty vypočtených osamělých sil T_i jsem uvedl v tabulce 3. Ostatní hodnoty sil T_i pro zbylé stavy zatížení jsou součástí přílohy [II].

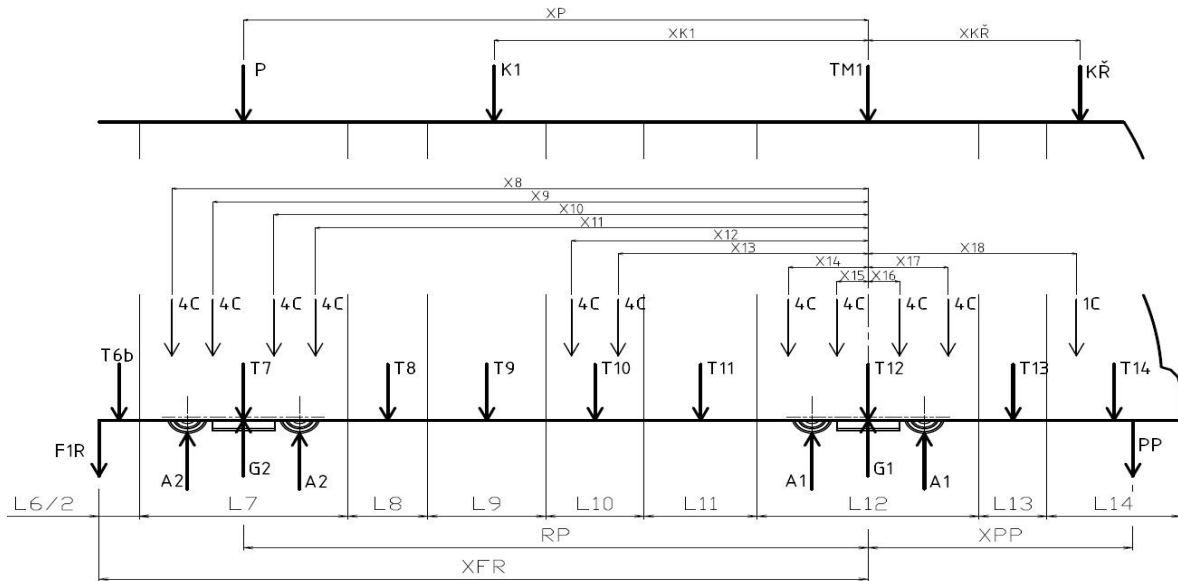
Tabulka 3 - (Ti) Hodnoty sil oddílu s obsazeností 4 os./m²

Oddíl (o)	Zatížení odd. při 4 os.m ² [N]	Oddíl (o)	Zatížení odd. při 4 os.m ² [N]
0	11 740	7	28 724
1	19 644	8	13 825
2	30 930	9	25 289
3	24 077	10	14 029
4	14 029	11	24 077
5	25 289	12	30 930
6a	6 913	13	14 518
6b	6 913	14	14 861

Následně jsem si vytvořil výpočtový model tramvaje se zatěžujícími silami, viz. obrázek 29 a 30. Model jsem si zjednodušil tak, že jsem ho v místě třetího otočného čepu od čela vozidla rozdělil na dvě části. Spojení prvního a druhého článku považuji za jeden dokonale tuhý nosník.



Obrázek 29 - Výpočtový model pro nápravové zatížení – zadní část



Obrázek 30 - Výpočtový model pro nápravové zatížení - přední část

Ve výpočtovém modelu jsou zavedeny tíhové síly od střešní výzbroje (TM1, TM2, P, KŘ, K1, K2 a B) a představek (ZP a PP). Hodnoty sil jsem vypočítal z daných hmotností, které jsou vynásobeny gravitačním zrychlením. Tyto hodnoty jsem uvedl v tabulce 4. V zadní části, místa přerušení, jsem zavedl sílu F1 a rozdělil spojitě zatížení v oddílu od stojících cestujících. V místě přerušení, přední části, jsem pak počítal s reakcí síly F1R. Pro výpočet statických nápravových zatížení tramvaje, jsem sestavil rovnice rovnováhy podle výpočtového modelu. V modelu jsou dále zobrazeny síly od sedících cestujících, které jsem označil jako 4C nebo 1C. Číslo uvedené před písmenem C představuje počet sedících cestujících v daném místě šířky vozu. A nakonec osamělé síly od daného oddílu se stojícími cestujícími, které jsem vypočetl výše. V tabulce 5 jsem pak uvedl potřebné vzdálenosti v milimetrech od daných sil.

Tabulka 4 - Tíhové síly vybavení tramvaje

Klimatizace pro řidiče	KŘ =	1 472	[N]
Klimatizace prostoru cestujících	K =	3 434	[N]
Trakční měnič	TM =	4 905	[N]
Kontejner napájení/nabíjení	B =	3 139	[N]
Pantograf	P =	1 521	[N]
Přední představek	PP =	8 829	[N]
Zadní představek	ZP =	981	[N]
Trakční podvozek	TP =	47 088	[N]
Běžný podvozek	BP =	35 316	[N]

Tabulka 5 - Vzdálenosti sil ve výpočtovém modelu

X1 =	3 610	X11 =	8 870	XB =	3 000
X2 =	1 280	X12 =	4 760	XK1 =	6 000
X3 =	505	X13 =	4 010	XK2 =	4 000
X4 =	505	X14 =	1 280	XP =	10 020
X5 =	1 280	X15 =	505	XKŘ =	3 400
X6 =	3 920	X16 =	505	XZP =	4 300
X7 =	4 670	X17 =	1 280	XPP =	4 300
X8 =	11 170	X18 =	3 345	RP =	10 020
X9 =	10 505	XF =	7 705		
X10 =	9 530	XFR =	12 335		

Tíhové síly od trakčních měničů jsem umístil tak, aby těžiště bylo v místě nad otočným čepem, proto není uveden rozměr působíště síly.

Podle výpočtových modelů jsem sestavil rovnice rovnováhy pouze obecně, bez dosazení hodnot. Nejdříve jsem sestavil silovou rovnici rovnováhy v ose Z (6) a momentovou rovnici rovnováhy k otočnému čepu třetího podvozku (7).

Silová rovnice rovnováhy v ose Z pro zadní část

$$\sum F_{ZZ}: B + TM2 + K2 + ZP + \sum_{i=0}^{i=5} Ti + T6a + 7 \cdot (4C) - F1 - G3 = 0 \quad (6)$$

Momentová rovnice rovnováhy ke 4. otočnému čepu (zadní část)

$$\begin{aligned} \sum M_4: & B \cdot XB + ZP \cdot XZP + 4C \cdot (X1 + X2 + X3) + T0 \cdot \left(\frac{L0 + L2}{2} + L1 \right) + \\ & + T1 \cdot \left(\frac{L1 + L2}{2} \right) + F1 \cdot XF - 4C \cdot (X4 + X5 + X6 + X7) - \\ & - T6a \cdot \left(\frac{L2 + \frac{L6}{2}}{2} + L3 + L4 + L5 \right) - T5 \cdot \left(\frac{L2 + L5}{2} + L3 + L4 \right) - \\ & - T4 \cdot \left(\frac{L2 + L4}{2} + L3 \right) - T3 \cdot \left(\frac{L2 + L3}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Nyní máme pro zadní část dvě rovnice o dvou neznámých. Nejdříve jsem si z rovnice (7) vyjádřil neznámou sílu F1 a poté dosadil do rovnice (6). Dále jsem z rovnice vyjádřil neznámou sílu G3 a získal hodnotu síly na otočné ložisko 4. čepu, které je na třetím podvozku.

Vyjádření síly F1 pro zadní část

$$F1 = \frac{1}{XF} \cdot \left[4C \cdot (X4 + X5 + X6 + X7) + T6a \cdot \left(\frac{L2 + \frac{L6}{2}}{2} + L3 + L4 + L5 \right) + \right. \\ \left. + T5 \cdot \left(\frac{L2 + L5}{2} + L3 + L4 \right) + T4 \cdot \left(\frac{L2 + L4}{2} + L3 \right) + T3 \cdot \left(\frac{L2 + L3}{2} \right) - \right. \\ \left. - B \cdot XB - ZP \cdot XZP - 4C \cdot (X1 + X2 + X3) - T0 \cdot \left(\frac{L0 + L2}{2} + L1 \right) - \right. \\ \left. T1 \cdot \left(\frac{L1 + L2}{2} \right) \right] \quad (8)$$

Vyjádření síly G3 pro zadní část

$$G3 = B + TM2 + K2 + ZP + \sum_{i=0}^{i=5} Ti + T6a + 7 \cdot (4C) - F1 \quad (9)$$

Hodnoty zavedené tíhové síly F1 a tíhové síly na třetí podvozek G3 jsem zapsal do tabulky 6.

Stejný postup jako u levé části výpočtového modelu jsem provedl i pro pravou část výpočtového modelu.

Silová rovnice rovnováhy v ose Z pro přední část

$$\sum F_{ZP}: P + K1 + TM1 + KŘ + PP + T6b + \sum_{i=7}^{i=14} Ti + 10 \cdot 4C + 1C + F1R - \\ - G1 - G2 = 0 \quad (10)$$

Momentová rovnice rovnováhy k 1. otočnému čepu (přední část)

$$\sum M_4: P \cdot XP + K \cdot XK1 + F1R \cdot XFR + T6b \cdot \left(\frac{L6}{2} + L12 + \sum_{i=7}^{i=11} Li \right) + \\ + T7 \cdot \left(\frac{L7 + L12}{2} + \sum_{i=8}^{i=11} Li \right) + T8 \cdot \left(\frac{L8 + L12}{2} + \sum_{i=9}^{i=11} Li \right) + T11 \cdot \left(\frac{L11 + L12}{2} \right) + \\ + T9 \cdot \left(\frac{L9 + L12}{2} + L10 + L11 \right) + T10 \cdot \left(\frac{L10 + L12}{2} + L11 \right) + 4C \cdot \left(\sum_{i=8}^{i=15} Xi \right) - \\ - KŘ \cdot XKŘ - PP \cdot XPP - G2 \cdot RP - 4C \cdot (X16 + X17) - T13 \cdot \left(\frac{L12 + L13}{2} \right) - \\ - T14 \cdot \left(\frac{L12 + L14}{2} + L13 \right) - 1C \cdot X18 = 0 \quad (11)$$

Jako u zadní části výpočtového modelu jsem dostal dvě rovnice o dvou neznámých. Z momentové rovnice rovnováhy (11) jsem si vyjádřil neznámou sílu G2, sílu na

prostřední podvozek, a dosadil do rovnice (10). Ze silové rovnice rovnováhy (10) jsem si vyjádřil neznámou G_1 , sílu na 1. otočný čep předního podvozku.

Vyjádření síly G_1 pro přední část

$$G_1 = P + K_1 + TM_1 + K\check{R} + PP + T_{6b} + \sum_{i=7}^{i=14} T_i + 10 \cdot 4C + 1C + F_{1R} - G_2 \quad (12)$$

Vyjádření síly G_2 pro přední část

$$\begin{aligned} G_2 = & \left(\frac{1}{RP}\right) \cdot \left[K\check{R} \cdot XK\check{R} + PP \cdot XPP + 4C \cdot (X_{16} + X_{17}) + T_{13} \cdot \left(\frac{L_{12} + L_{13}}{2}\right) + \right. \\ & + T_{14} \cdot \left(\frac{L_{12} + 14}{2} + L_{13}\right) + 1C \cdot X_{18} - P \cdot XP - K \cdot XK_1 - F_{1R} \cdot XFR - \\ & - T_{6b} \cdot \left(\frac{L_6}{2} + L_{12} + \sum_{i=7}^{i=11} L_i\right) - T_7 \cdot \left(\frac{L_7 + L_{12}}{2} + \sum_{i=8}^{i=11} L_i\right) - T_{11} \cdot \left(\frac{L_{11} + L_{12}}{2}\right) \\ & - T_8 \cdot \left(\frac{L_8 + L_{12}}{2} + \sum_{i=9}^{i=11} L_i\right) - T_9 \cdot \left(\frac{L_9 + L_{12}}{2} + L_{10} + L_{11}\right) - 4C \cdot \left(\sum_{i=8}^{i=15} X_i\right) - \\ & \left. - T_{10} \cdot \left(\frac{L_{10} + L_{12}}{2} + L_{11}\right) \right] \quad (13) \end{aligned}$$

Vypočtené hodnoty tíhových sil na podvozky G_1 a G_2 jsem zapsal do tabulky 6.

Tabulka 6 - Hodnoty neznámých tíhových sil z výpočtových modelů

Hodnoty tíhových sil F_1 , G_1 , G_2 a G_3 při obsazenosti 4 os./m ²				
F_1 [N]	G_1 [N]	G_2 [N]	G_3 [N]	ΣG [N]
30 218	134 090	116 099	135 559	385 748

V této fázi výpočtu už znám velikosti tíhových sil G_1 , G_2 a G_3 působících na podvozky. Dané síly působí na podvozek v polovině délky rozvoru náprav. Pro správný výpočet nápravových sil jsem k tíhovým hodnotám sil na podvozky připočetl tíhové síly daného podvozku. Jelikož jsou u tohoto typu tramvaje použity dvounápravové podvozky, mohou považovat nápravové zatížení jako polovinu tíhových sil G_1 , G_2 a G_3 s připočtenou tíhovou silou podvozku.

Nápravové zatížení předního trakčního podvozku s obsazeností 4 os./m²

$$A_1 = \frac{G_1 + TP}{2} = \frac{134\,090 + 47\,088}{2} = 90\,589 \text{ [N]} \quad (14)$$

Nápravové zatížení prostředního běžného podvozku s obsazeností 4 os./m²

$$A_2 = \frac{G_2 + BP}{2} = \frac{116\,099 + 35\,316}{2} = 75\,707 \text{ [N]} \quad (15)$$

Nápravové zatížení zadního trakčního podvozku s obsazeností 4 os./m²

$$A_3 = \frac{G_1 + TP}{2} = \frac{135\,559 + 47\,088}{2} = 91\,344 \text{ [N]} \quad (16)$$

Správnost výpočtu statických nápravových zatížení vozidla jsem ověřil podle rovnice (19) na výpočet celkové hmotnosti vozidla podle nápravových zatížení. Nejprve jsem vypočetl užitečnou hmotnost vozidla s obsazeností 4 os./m² podle rovnice (17). Užitečná hmotnost je včetně sedících cestujících. Následně jsem určil celkovou hmotnost vozidla podle rovnice (18).

Užitečná hmotnost vozidla s obsazeností 4 os./m²

$$\begin{aligned} m_{už4} &= S_c \cdot \rho_4 \cdot m_{ces} + n_{ces} \cdot m_{ces} + m_{\ddot{y}} = 35,7 \cdot 4 \cdot 70 + 68 \cdot 70 + 70 \\ m_{u\ddot{z}} &= 14\,826 \text{ [kg]} \end{aligned} \quad (17)$$

Celková hmotnost vozidla s obsazeností 4 os./m²

$$m_{v4} = m_{v0} \cdot m_{už4} = 37\,700 + 14\,826 = 52\,526 \text{ [kg]} \quad (18)$$

Hmotnost vozidla s obsazeností 4 os./m² podle nápravových zatížení

$$m_{v4A} = 2 \cdot \frac{A1_4 + A2_4 + A3_4}{g} = 2 \cdot \frac{90\,589 + 75\,707 + 91\,344}{9,81} = 52\,526 \text{ [kg]} \quad (19)$$

Kontrola výpočtu s obsazeností 4 os./m²

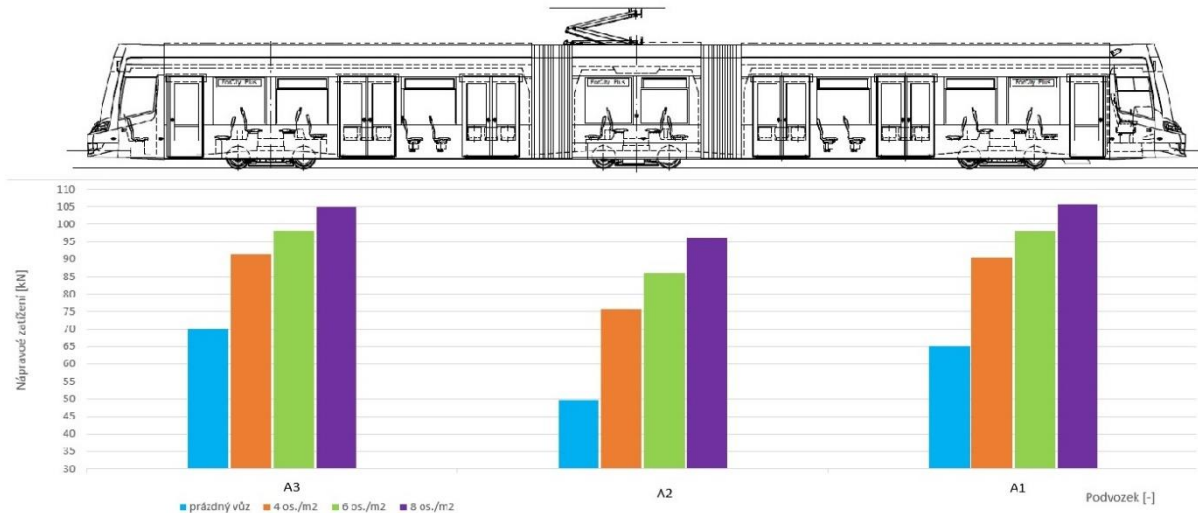
$$m_{v4} = m_{v4A} = 52\,526 \text{ [kg]} \quad (20)$$

Výpočet nápravového zatížení jsem provedl správně. Je to patrné z výše provedené kontroly z rovnic (17), (18) a (19).

Stejným způsobem jsem postupoval i u dalších stavů zatížení. V níže uvedené tabulce jsem vypsál pouze hodnoty jednotlivých stavů nápravového zatížení. Potom jsem uvedené hodnoty vynesl do grafu, viz graf 1, aby bylo lépe vidět, jak různé stavy obsazenosti stojících cestujících ovlivňují nápravové zatížení. K obsazenosti stojících cestujících jsou připočteny vždy hodnoty sedících cestujících.

Tabulka 7 - Nápravová zatížení v různých stavech obsazenosti

Stavy obsazenosti	A1 [kN]	A2 [kN]	A3 [kN]
Prázdný vůz	65,091	49,788	70,039
4 os./m ²	90,589	75,707	91,344
6 os./m ²	98,136	85,969	98,050
8 os./m ²	105,511	96,231	104,929



Graf 1 - Nápravová zatížení podvozků podle obsazenosti

V závěru této kapitoly jsem usoudil, že uspořádání sedadel má vliv na výpočet nápravových zatížení jednotlivých podvozků. Čím větší je plocha stání pro cestující, tím větší je nápravové zatížení na jednotlivé podvozky. Proto u moderních tramvají je preferováno uspořádání 2+1, aby nedocházelo k přetěžování náprav. Při výpočtu hmotnostní bilance jsem zanedbal výpočet změn kolových sil, protože uspořádání konceptu tramvaje FC33 je 2+2 a uvažoval jsem, že cestující jsou rovnoměrně rozmístěni po ploše ke stání. U hnacích vozidel je povolen rozdíl statických kolových sil Q_i maximálně 5%.

Statická změna kolových sil

$$\frac{|Q_P - Q_L|}{A} \leq \zeta_{max} = 5\% \quad (21)$$

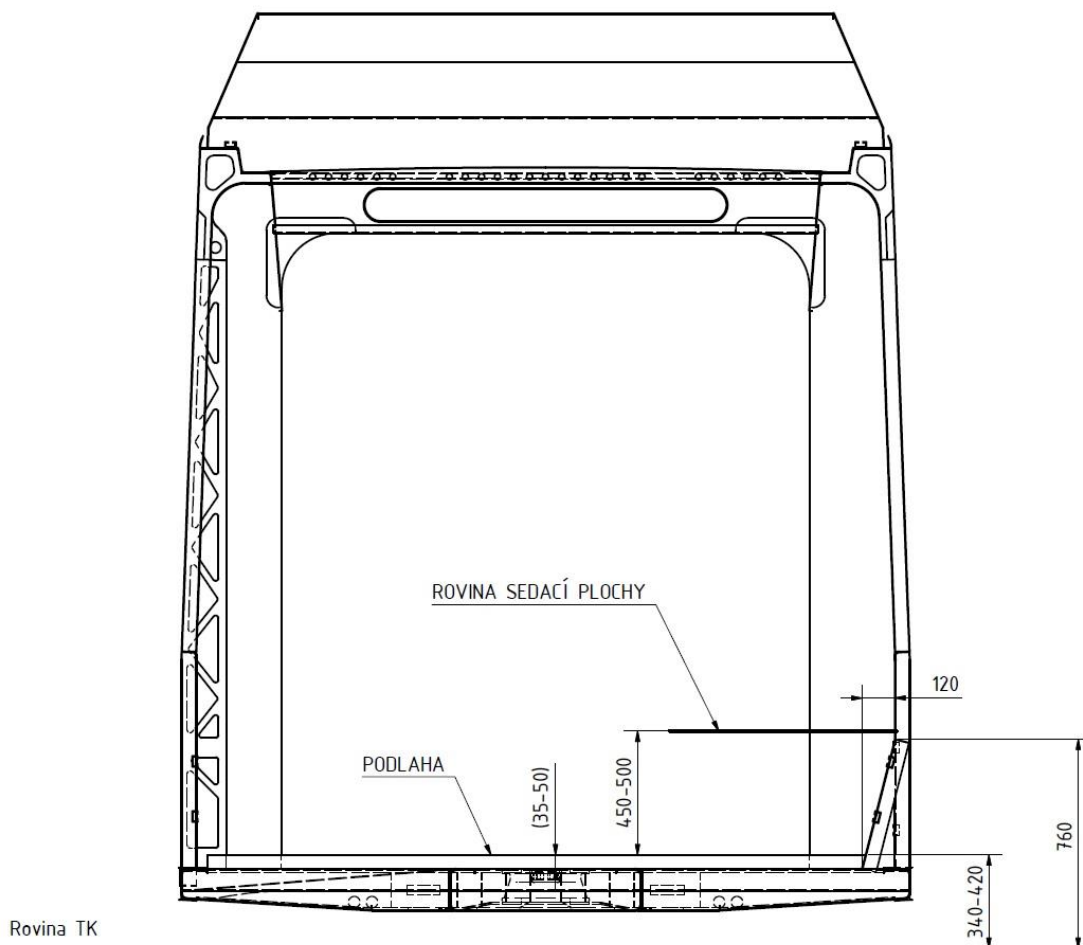
6. Koncepční návrhy konzolí

V této kapitole jsem si určil rozměry pro chycení konzole do hrubé stavby a rozměry uchycení sedadla. Dále jsem navrhl několik možných variant konceptních řešení konzolí sedadel s uchycením do bočnice hrubé stavby vozidla, neboť toto řešení je podle mého názoru, nejvhodnějším typem. A následně podle daných kritérií jsem vybral nejvhodnější variantu. Z typového výkresu je patrné, že v tramvaji je 8 konzolí s daným konstrukčním typem. A společnost ŠT je schopna za rok vyrobit 50-75 tramvajových vozidel. Z toho usuzuji, že pro výrobu konzole se jedná o malosériovou výrobu.

6.1. Zástavbový prostor konzole

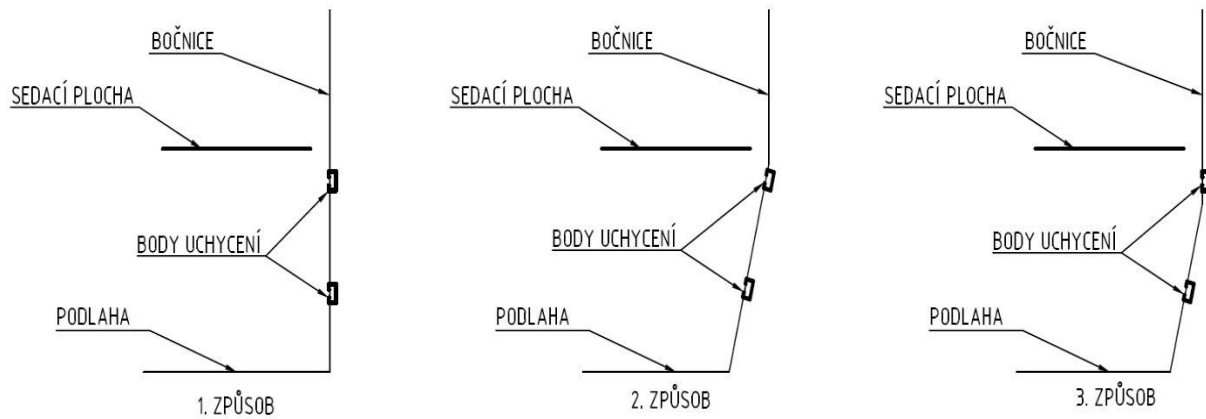
Pro mou práci mi byl poskytnut od společnosti ŠT výukový 3D model půl-článku tramvaje pro studenty.

U nízkopodlažních tramvají se výška podlahy mezi podvozky pohybuje mezi 340 - 420 milimetry nad rovinou TK. U konceptu tramvaje FC33 může být podle typu zakázky podseknutá bočnice. Podseknutí je ve výšce 760 mm nad rovinou TK a její odklon se pohybuje v rozmezí 0-120 mm. Výška sedací plochy pro cestující se pohybuje v rozmezí 450 – 500 mm, viz obr. 31. Z toho vyplývá, že navrhnutá konzole může mít 3 způsoby polohy uchycení do konstrukce hrubé stavby, viz obr. 32. Dále pak C drážky pro připevnění konzole sedadla do hrubé stavby vozidla. Tyto drážky se umísťují do patřičné výšky podle konstrukce konzole tak, aby byla zachována doporučená výška sedací plochy.



Obrázek 31 - Řez skříňní vozidla

První způsob upevnění nastane, pokud bude bočnice rovná bez podseknutí. Body uchycení tedy budou rovnoběžně nad sebou. Další způsob upevnění vznikne, pokud bude podseknutá bočnice a podlaha na nejnižší úrovni, a to 340 mm. Potom budou oba body uchycení pod stejným úhlem jako podseknutí bočnice. Poslední způsob upevnění nastane při podseknuté bočnici a podlaze na nejvyšší úrovni 420 mm. Tím vznikne jeden bod uchycení na rovné části bočnice a druhý bod na podseknuté části bočnice.

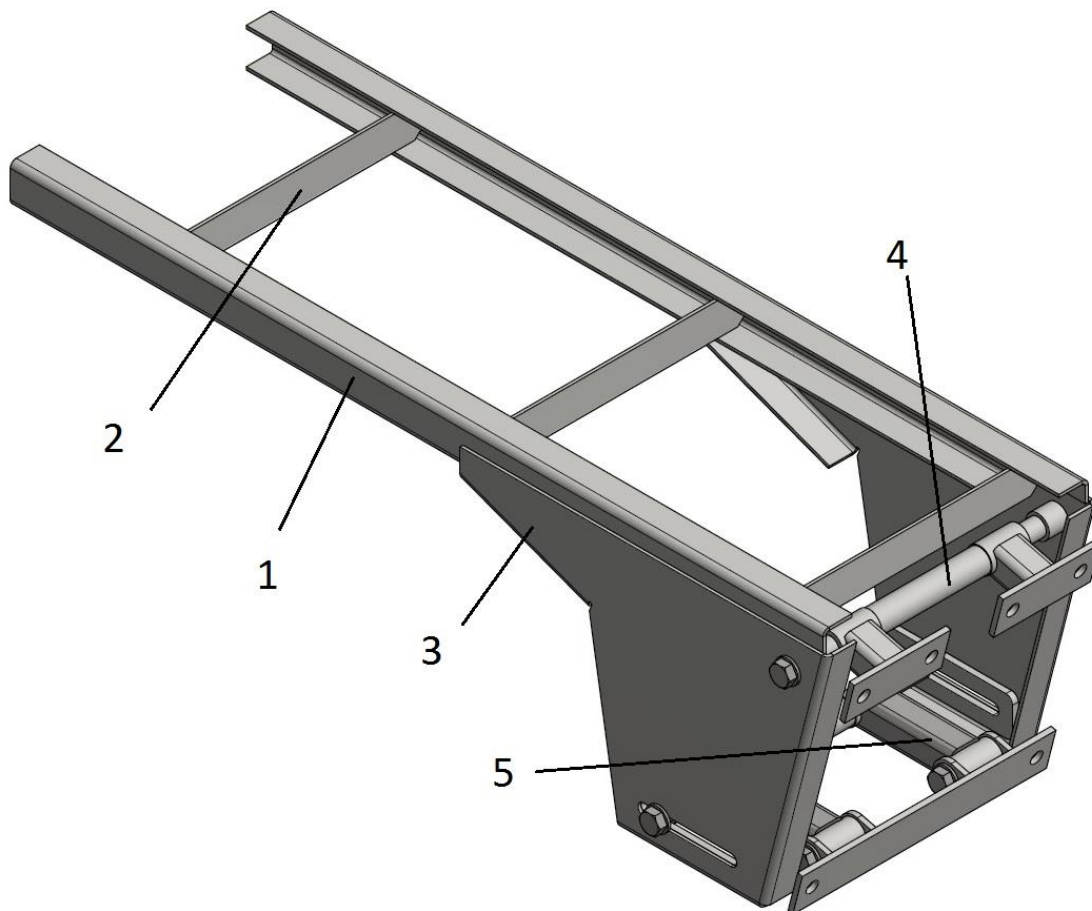


Obrázek 32 - Způsoby uchycení konzole do hrubé stavby skříně

6.2. Varianty návrhu konzolí

V této kapitole jsem navrhl 3 varianty koncepčních řešení konzole sedadla, které jsem popsal a v závěru kapitoly jsem dané varianty zhodnotil podle zvolených kritérií a vybral nejvhodnější koncepční řešení. V nadcházející kapitole jsem provedl pro zvolenou variantu pevnostní výpočet.

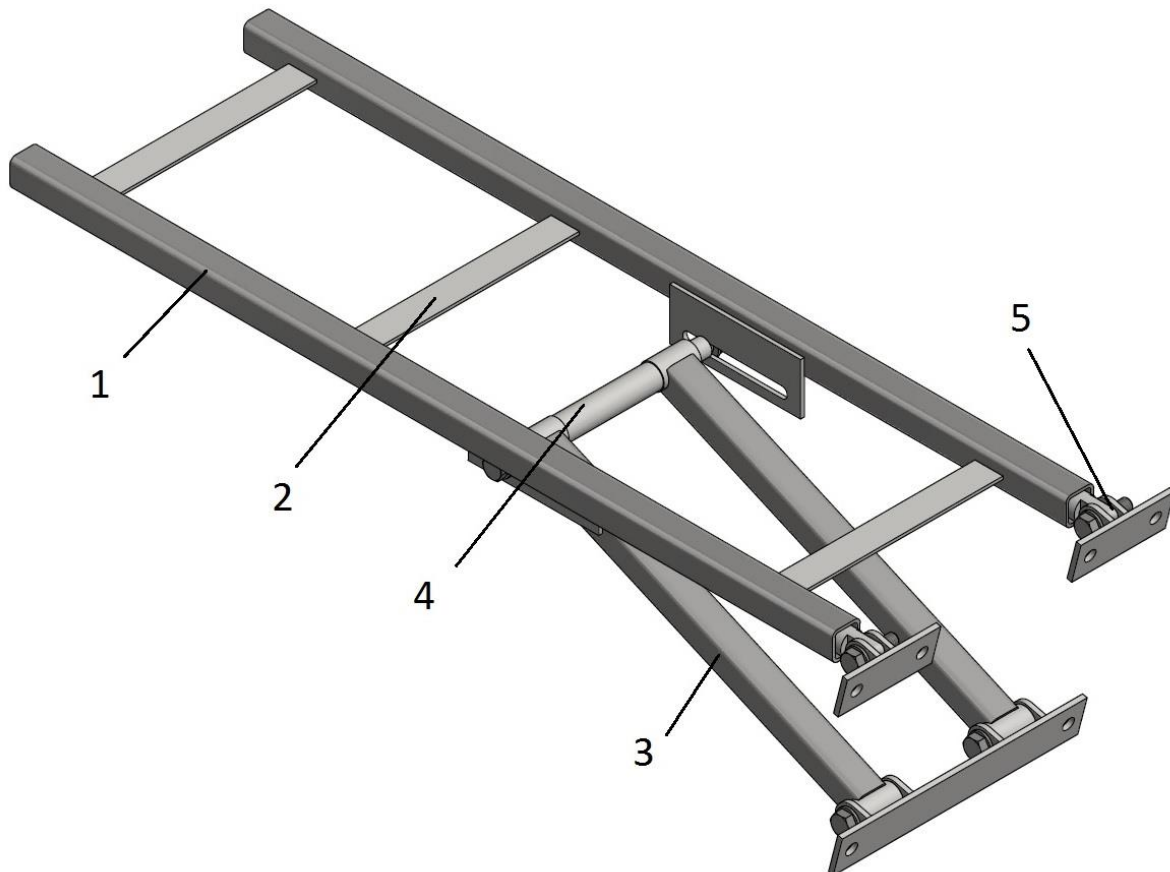
6.2.1. Varianta 1 koncepčního návrhu konzole sedadla



Obrázek 33 - Varianta 1 koncepčního návrhu konzole

Tato varianta se skládá ze dvou nosných profilů (1), které jsou z plechu ohraněného do tvaru U. Tyto nosníky jsou v celé délce vyztuženy plechovými pásky (2). K nosné části je přivařený tvarový plech (3), jako podpora nosné části a výztuha v místě uchycení do bočnice skříňe vozidla. Konzole je vybavena posuvným mechanismem (5) a otočnými úchyty (4) pro připevnění do bočnice, což povede k vyšším nárokům na přesnost výroby a četnost dílů. Díky mechanismu je konstrukce variabilní pro všechny typy bočnic. Mechanismus konzole využívá k nastavení polohy drážek a jako zajištění šroubový spoj. Zmíněné drážky mohou být nebezpečné pro cestující, zejména děti. Tuto problematiku může vyřešit případné zakrytování, které určí výsledný vzhled konzole. U této varianty nejspíš nehrozí žádná poruchovost. Jediné místo k porušení hrozí v místě uchycení mechanismu k sedáku, kde případné porušení šroubového spoje by mohlo vést ke zhroucení stability sedáku. Robustnější konstrukce v místě uchycení do bočnice může ovlivňovat pohodlí cestujících vzhledem k poloze nohou. Konstrukce konzole je variabilní pro dvojsedadlo, jeden a půl sedadlo a jedno sedadlo záměnou nosného profilu (1). Hmotnost této konzole se pohybuje okolo 11,5 kg.

6.2.2. Varianta 2 koncepčního návrhu konzole sedadla

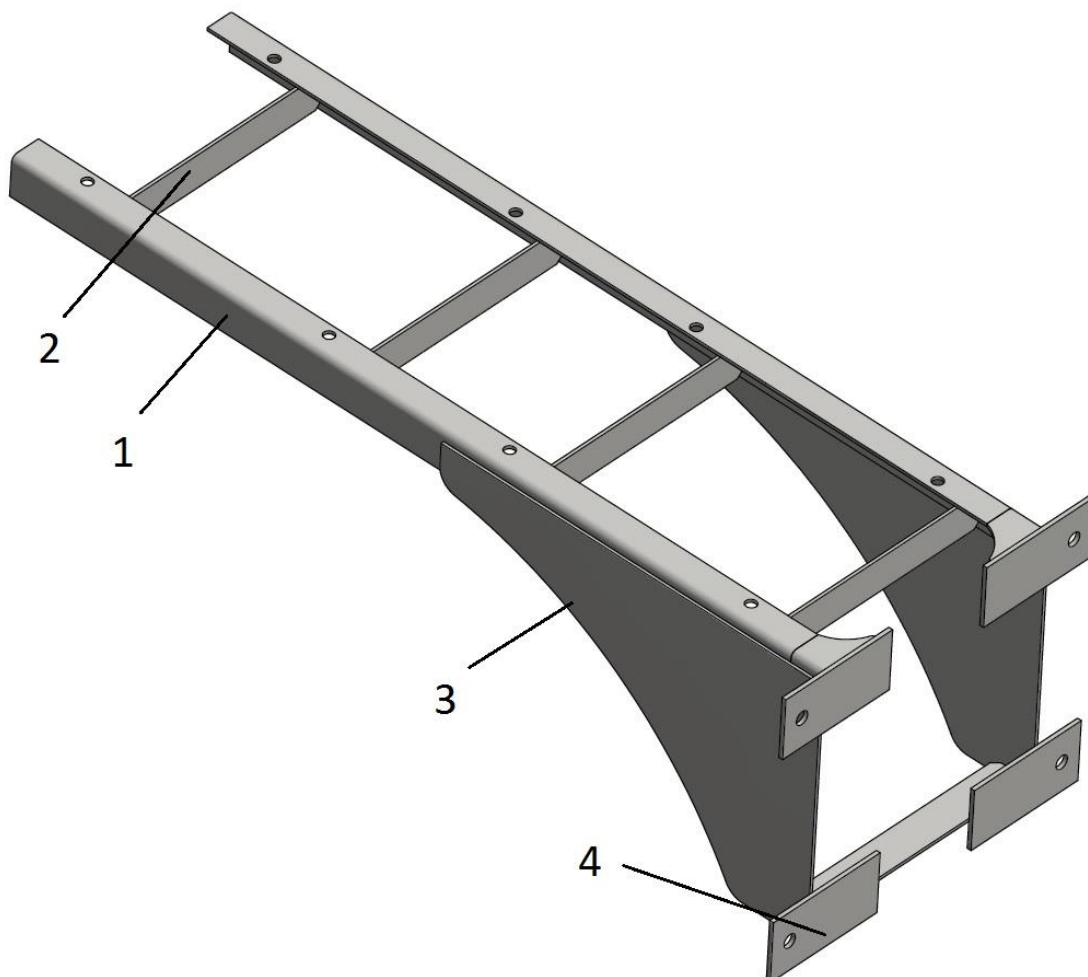


Obrázek 34 - Varianta 2 koncepčního návrhu konzole

Oproti variantě 1 se jedná o jednodušší konstrukci, ovšem pořád složitou. Nosnou část konzole tvoří trubky čtvercového průřezu (1), které jsou propojeny přivařenými plechovými pásky (2). Podpora nosné části (3) je zde tvořena dvěma trubkami stejného

tvaru jako nosná část. Varianta 2 je také variabilní na všechny typy bočnic. Tuto variabilitu zajišťují jako u varianty 1 posuvný mechanismus (4) a otočné úchyty (5). Stejně jako u první varianty se jedná o konzoli s konstrukcí variabilní pro jednosedáky, jeden a půl sedáky a dvojsedáky. Tato variabilita se řeší opět jednoduchou záměnou nosného profilu (1). Jak již bylo zmíněno u varianty 1, použití mechanismů vede ke konstrukčně náročným dílům, které vyžadují patřičnou přesnost. Posuvný mechanismus musí opět obsahovat posuvné drážky, které jsou nebezpečné zejména pro prsty malých dětí. To se nechá opět vyřešit zakrytíváním, které vede k nárůstu počtu dílů. Bez zakrytívání ovšem je podsedák poměrně nevzhledný. Opět hrozí poruchovost mechanismů. Hmotnost konzole se pohybuje cca okolo 9 kg. Z této a předchozí varianty jsem usoudil, že nemá smysl dále vymýšlet další variabilní variantu s mechanismem. Variabilitu další varianty budu řešit změnou určitých dílů.

6.2.3. Varianta 3 koncepčního návrhu konzole sedadla



Obrázek 34.1 - Varianta 3 koncepčního návrhu konzole

Nosná část (1) varianty 3 je ze dvou ohraňených plechů do tvaru L, které jsou propojeny přivařenými plechovými pásy (2). K nosné části je přivařený tvarový plech (3) jako podpora nosné části a výztuha v místě přírub (4) pro uchycení do bočnice. Tato varianta je konstrukčně nejjednodušší, tudíž i nejsnadněji vyrobitelná. Variabilita

v podobě jednosedačku, jeden a půl sedačku a dvojsedačku se řeší stejně jako u předchozích variant jednoduchou výměnou dílu (1). Variabilita uchycení na různých typech bočnice se zde řeší výměnou dílu (3). Nejen, že je tato varianta jednoduchá, ale i nejlhčí. Hmotnost konzole se pohybuje okolo 7,2 kg. Konzole je pro okolí naprosto bezpečná a pohledové strany jsou tvořeny tvarovým bočním plechem (3). Tento plech je tak nejen pevnostní, ale zároveň i prvkem, určujícím vzhled celé konzole. Zatím se tato varianta jeví jako nejvhodnější pro použití. Pro ověření předpokladu jsem sepsal určitá hodnotící kritéria a podle nich jsem varianty zhodnotil v následující podkapitole.

6.2.4. Zhodnocení výběru varianty návrhu konzole

Pro zhodnocení jednotlivých variant jsem použil vícekritériální tabulku. Váhu jednotlivých kritérií jsem zvolil dle své vlastní úvahy. Velikosti těchto hodnot jsou výsledkem individuálního názoru. Váhy kritérií se pohybují v rozmezí 1-10, přičemž 10 je pro nejvíce zásadní hodnotící parametr. Následné hodnocení variant jsem také provedl pomocí své vlastní úvahy. Hodnotit budu jednotlivé varianty podle následujících kritérií.

Hmotnost

Hmotnost je jediný parametr, který se nechá odhadnout poměrně přesně pomocí 3D programu Autodesk. Z předběžně navržených variant vychází hmotnost nejlhčí varianty cca 7 kg. Tato varianta tudíž obdrží 10 bodů. V průmyslu se všeobecně v poslední době objevuje nový trend vše odlehčovat. Důležitost hmotnostního kritéria konzole jsem proto zvolil 7.

Bezpečnost

Bezpečnost interiéru vozidla jsem hodnotil podle toho, zda konzole obsahuje ostré hrany (šrouby, matice, závlačky) a podle toho, zda konstrukce obsahuje prostory, kam by mohlo například dítě strčit prsty. 10 odpovídá naprosto bezpečné konstrukci. Bezpečnost interiéru dopravních prostředků je velice důležitá. Proto jsem zvolil váhu tohoto kritéria na hodnotu 10.

Vzhled

Hodnocení vzhledu je vždy otázka osobního názoru. Já jsem zvolil hodnocení 10 bodů pro konstrukci s hladkými pohledovými plechy, bez viditelných šroubů apod. Vzhledem k možné rozdílnosti názorů jsem zvolil hodnotu váhy tohoto parametru 5.

Opravitelnost

Při poškození konstrukce je nežádoucí, aby kvůli podsedačku muselo celé vozidlo strávit příliš času v depu. Proto jsou všechny konstrukce navrženy na uchycování do C drážek, aby docházelo k výměně celých konzolí. Opravitelnost je tedy potřeba hodnotit z hlediska opravitelnosti samotné konstrukce. Poškození mohou být individuální a specifické. Hodnocení je zde tedy poměrně komplikované. 10 bodů jsem zvolil pro konstrukci, ve které se nechá po jednoduché výměně např. jednoho

konstrukčního prvku prohlásit konstrukci za provozuschopnou. Váhu tohoto kritéria jsem zvolil 4.

Ergonomie

Konzole sedadla může ovlivňovat ergonomii především v prostorech na nohy. Opět jde o hodnocení na základě citu. 10 bodů jsem zvolil pro konstrukci nijak neovlivňující pohodlnost cestujících. Váhu tohoto kritéria jsem zvolil 5.

Variabilita

Kritérium variability konzole jsem hodnotil podle přizpůsobení konstrukce danému typu bočnice. A přizpůsobení konstrukce z dvojsedáku na jeden a půl sedák nebo jedno sedák. Váhu tohoto kritéria jsem zvolil 5.

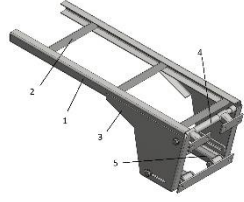
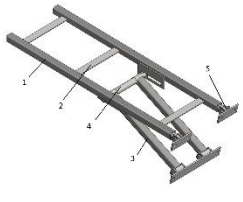
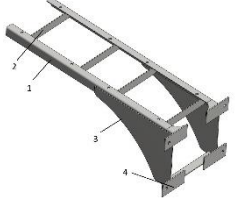
Vyrobitelnost

Vyrobitelnost jsem hodnotil na základě odhadu podle použitých profilů a technologických potřeb pro výrobu konzole. 10 jsem hodnotil pro nejsnadněji vyrobitelný podsedák, 1 pro prakticky nevyrobitelný. Váhu vyrobitelnosti jsem zvolil 6.

Složitost

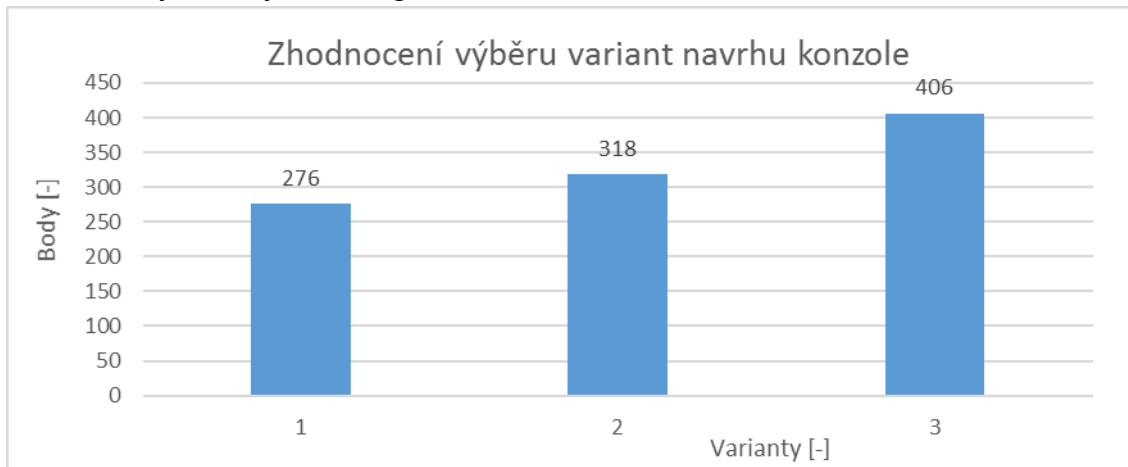
Složitost jsem hodnotil podle počtu použitých dílů konstrukce. Jednoduchost konstrukce zaručuje snadnou výrobu. 10 bodů jsem volil pro nejjednodušší, 1 pro nejsložitější konstrukci. Důležitost kritéria jsem zvolil 4.

Tabulka 8 - Zhodnocení varianty výběru konzole

Kritérium	Váha			
Bezpečnost	10	5	6	9
Hmotnost	7	5	7	10
Vyrobitelnost	6	6	7	9
Variabilita	5	10	10	7
Vzhled	5	7	6	9
Ergonomie	5	6	7	8
Složitost	4	5	7	10
Opravitelnost	4	5	6	8
Celkem		276	318	406

Celkový počet bodů varianty jsem spočetl jako sumu přidělených bodů kritériu vynásobenou váhou daného kritéria. Podle tabulky je zřejmé, že jako nejlepší vychází

3 varianta návrhu, kterou jsem si vybral pro další výpočty. Pro lepší představu jsem zhodnocení výběru vynesl do grafu 2.



Graf 2 - Zhodnocení výběru variant návrhu konzole

7. Konstrukční návrh zvolené varianty konzole

V této kapitole jsem provedl pevnostní výpočet zvolené varianty konzole. Nejprve jsem provedl zhodnocení působících sil na konzoli a poté jsem si spočetl jednotlivé moduly průřezu, abych mohl provést pevnostní výpočet. Před pevnostním výpočtem jsem si provedl rozbor sil, které působí na konzoli, abych určil, jak je konzole namáhána. Poté jsem provedl samotný pevnostní výpočet a výpočet šroubového spoje uchycení konzole do bočnice hrubé stavby vozidla. Nakonec jsem provedl kontrolu analytického výpočtu pomocí MKP metody v programu Abaqus. Na základě výpočtu pomocí MKP metody jsem zkontroloval příslušné svary.

7.1. Zhodnocení zatěžujících sil

Při návrhu konzole je dále potřeba zohlednit maximální provozní síly při rozjíždění a brzdění vozidla, viz obr. 3. U tramvají je maximální rozjezdové zrychlení $a_{xr} = 1,8 \text{ m/s}^2$. Při nouzovém brzdění kolejnicovou brzdou dosahuje brzdné zrychlení $a_{xb} = 3 \text{ m/s}^2$. Podle normy je daná hmotnost cestujícího $m_{ces} = 70 \text{ kg}$. V reálném provozu cestující váží mnohem více. Ve výpočtech mé diplomové práce jsem uvažoval hmotnost cestujícího $m_{cesm} = 125 \text{ kg}$. Tím dojde oproti normě k určitému předimenzování. Při běžném provozu dochází ke vzniku třecí síly mezi sedadlem a cestujícím. Tyto síly však během výpočtu zanedbám. Hmotnost sedadla se pohybuje okolo $m_{sed} = 5 \text{ kg}$. Při výpočtu svislé síly F_{zk} jsem do výpočtu zahrnul přírážku zrychlení z normy 12 663, mnou označenou jako g_z .

Podélná síla na sedadlo při rozjíždění

$$F_{xr} = (m_{cesm}) \cdot a_{xr} = 120 \cdot 1,8 = 216 \text{ [N]} \quad (22)$$

Podélná síla na sedadlo při brzdění

$$F_{xb} = m_{cesm} \cdot a_{xb} = 120 \cdot 3 = 360 \text{ [N]} \quad (23)$$

Svislá síla od cestujícího působící na sedadlo

$$F_{zc} = m_{cesm} \cdot g = 120 \cdot 9,81 = 1\,177,2 \doteq 1\,178 \text{ [N]} \quad (24)$$

Svislá síla působící na konzoli

$$F_{zk} = (m_{cesm} + m_{sed}) \cdot g_z = (125 + 5) \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 1\,913 \doteq 2\,000 \text{ [N]} \quad (25)$$

V této kapitole jsem si ověřil, jestli normou dané hodnoty zatížení sedadla jsou vyhovující pro návrh konstrukce konzole. Nejprve jsem porovnal zatížení v podélném směru. Ze vzorců (22) a (23) je patrné, že při brzdění je podélná síla F_{xb} větší než podélná síla F_{xr} při rozjezdu tramvaje, ale zároveň menší než maximální dovolená podélná síla F_x působící na sedadlo. Proto budu při výpočtu konzole počítat se silou F_x , která je dána normou. Ve svislém směru je síla F_z menší než uvažovaná síla F_{zk} , proto budu při návrhu uvažovat vypočtenou hodnotu z rovnice (25). Dále pak bezpečnost pro mez pružnosti nebo kluzu na základě výpočtu musí být minimálně $k = 1,15$. V případě možnosti ověření zkouškou a dostatečném prokázání shody mezi výpočtem a zkouškou, může se použít bezpečnost $k = 1,0$.

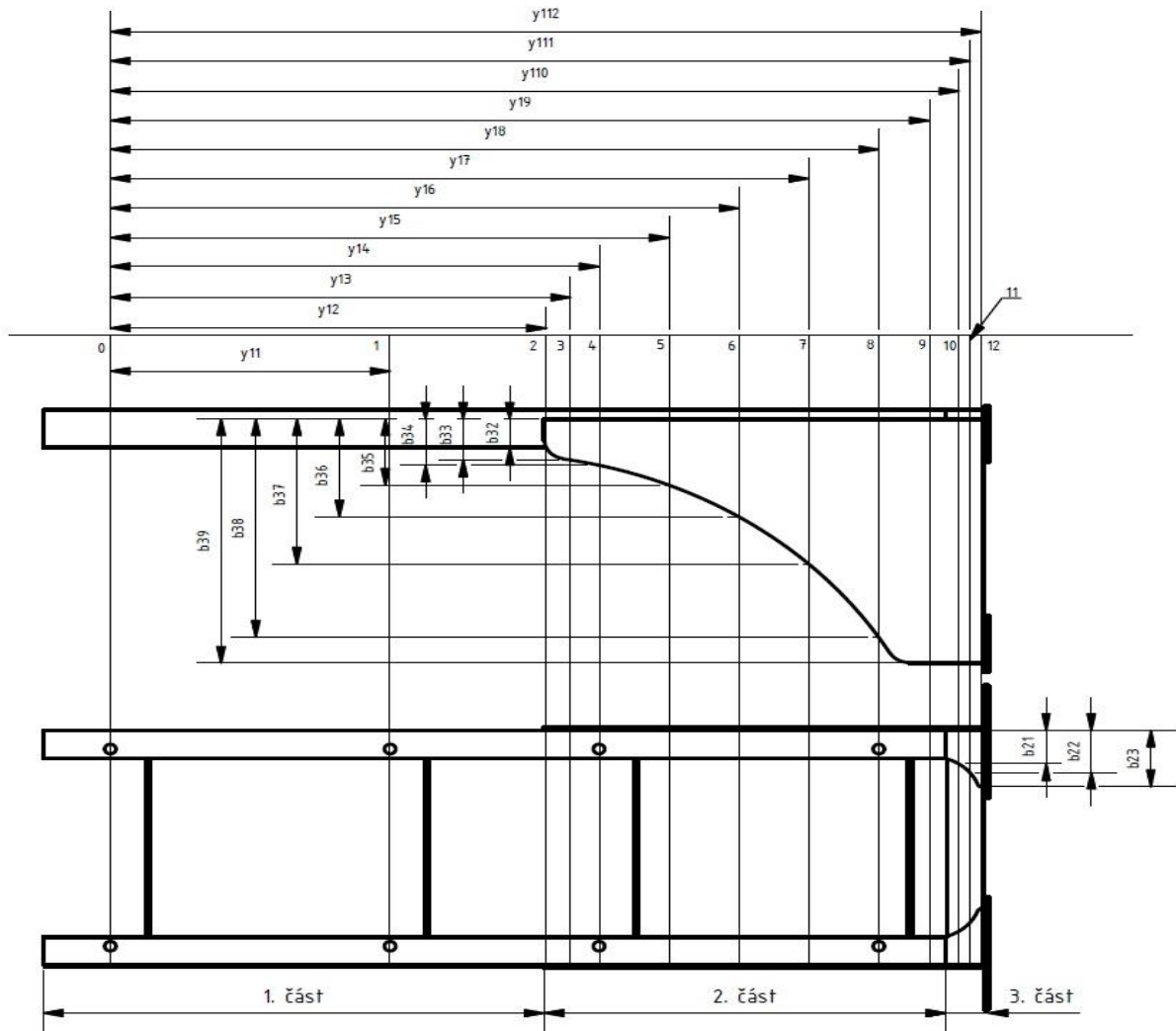
7.2. Výpočet modulů průřezu

V této kapitole jsem si vypočetl moduly průřezu v ohybu a krutu zvolené varianty konzole. Moduly jsem si spočetl v několika řezových rovinách, viz obr. 35, protože konzole nemá stejný průřez v celé délce. V těchto řezech budu kontrolovat napětí u pevnostního výpočtu, který jsem provedl v kapitole 7.3. Nosná část je tvořena dvěma ohraněnými plechy tloušťky 3 mm, zrcadlově proti sobě. Tyto nosné profily jsou zhruba od půlky své délky vyztuženy, směrem k bočnici, přivařeným tvarovým plechem stejné tloušťky jako nosný profil, viz obr. 35 a 36. Celková tuhost konzole je zajištěna pěti příčkami, které propojují nosné části konzole a tvarový plech podpory. Rozměry konzole jsem si zvolil na základě odhadu z rešerše a působících sil na konzoli. Potřebné rozměry pro výpočet jsem uvedl v tabulce 9 a 10.

Tabulka 9 - Vzdálenosti řezů

y_{1i}	[mm]	y_{1i}	[mm]	y_{1i}	[mm]
1	254	5	507,5	9	744
2	396	6	571	10	771
3	418	7	634,5	11	781
4	444	8	698	12	798

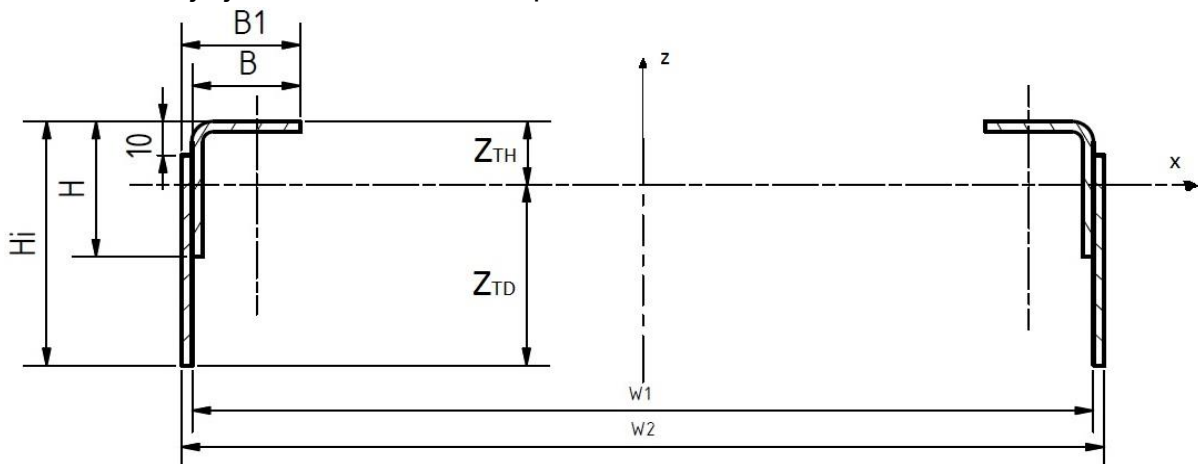
V tabulce 9 jsou uvedeny vzdálenosti jednotlivých řezů od polohy prvního šroubu od kraje konzole. Výpočet jsem provedl v programu microsoft office excel, viz příloha 2. V následujících podkapitolách jsem uvedl, jak jsem postupoval při výpočtu.



Obrázek 35 - Řez konzolí

7.2.1. Plochy a těžiště v místech řezu

Cílem této podkapitoly je zjistit polohu centrální osy y složeného nosného profilu konzole, což je jedna část celkového profilu, viz obr. 37.

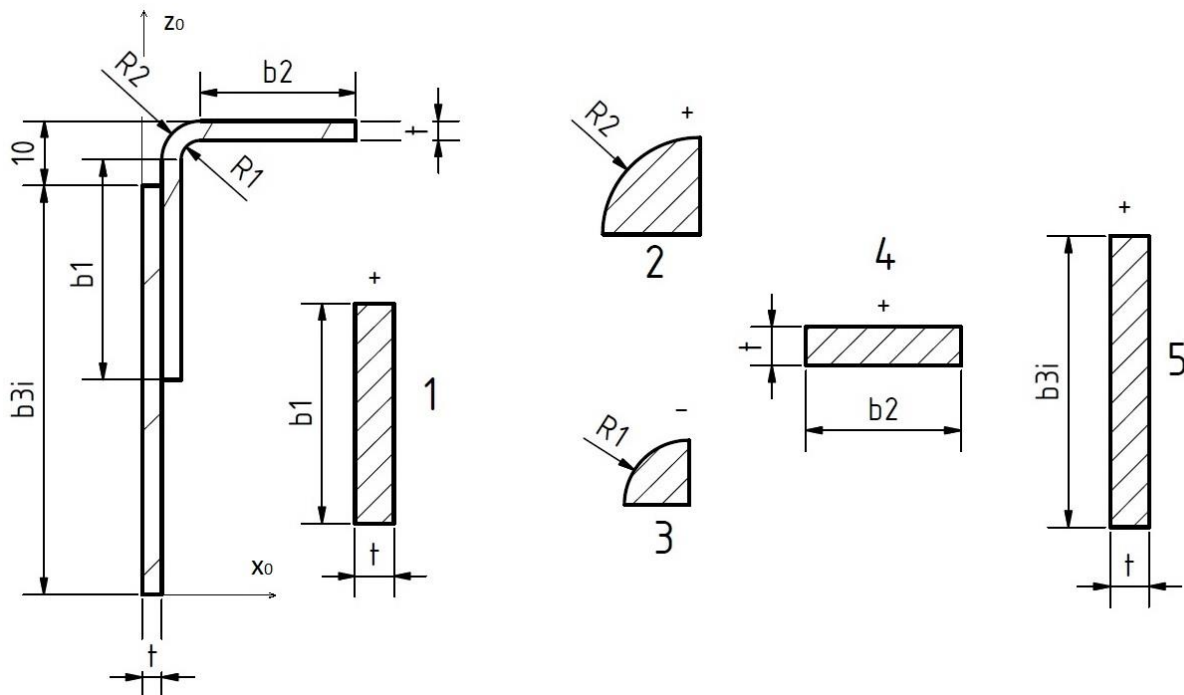


Obrázek 36 - Řez složeným profilem nosné části konzoly

Jelikož jde o dva stejné složené profily, kde osa z tvoří osu symetrie, viz obr. 36, můžu řešit jenom jednu část celkového nosného profilu. Tuto část jsem rozdělil na různé obrazce, viz obr. 37, pro které jsem spočítal plochy. V 1. části se skládá profil konzole ze 4 obrazců (1,2,3 a 4). V 2. a 3. části se skládá z pěti obrazců, viz obr. 35 a 37. Rozměry složeného profilu v místech řezu jsem uvedl v tabulce 10. Hodnoty rozměrů v tabulce jsou v milimetrech.

Tabulka 10 - Rozměry složeného profilu v místech řezu

H =	40	H6 =	114,16	B1 =	33
H2 =	41,38	H7 =	164,51	W1 =	250
H3 =	53,64	H8 =	242,43	W2 =	256
H4 =	59,22	H9 =	270	t =	3
H5 =	80,44	B =	30		



Obrázek 37 - Dílčí části z nosného profilu

Plochy obrazců jsem spočetl podle základních vzorců z geometrie a to pro čtvrtkruh (26) a obdélník (27). Plocha obrazce 1, 2 a 3 je ve všech řezech profilu stejná. Obrazec 4 má proměnnou plochu v 3. části profilu a obrazec 5 má proměnnou plochu v 2. části, viz obr. 35. Hodnoty ploch jsem uvedl v tabulce 12. První číslo za písmenem A udává obrazec a další čísla jsou řezy.

Plocha čtvrtkruhu

$$Ai_z = \frac{\pi \cdot R_i^2}{4} \quad (26)$$

Plocha obdélníku

$$A_{i_o} = b_i \cdot t \quad (27)$$

Rozměry jednotlivých obrazců v místech řezu jsem uvedl v tabulce 20.

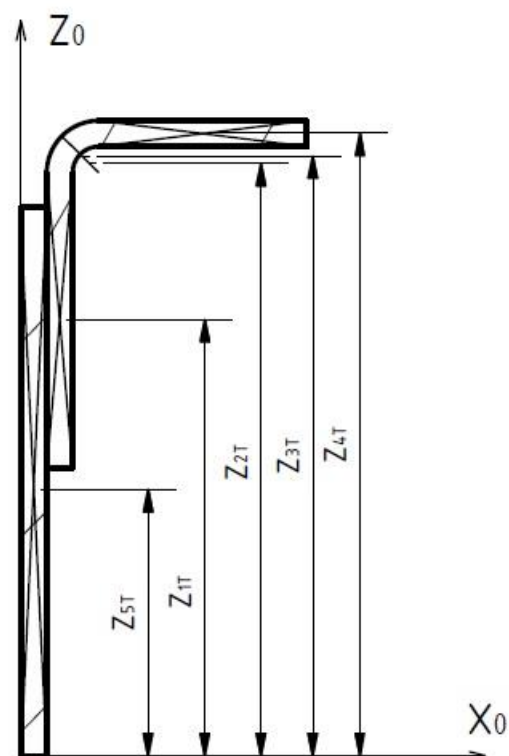
Tabulka 11 - Rozměry obrazců v místech řezů

b1 =	34	b32 =	31,38	b37 =	154,51
b2 =	24	b33 =	43,64	b38 =	232,43
B21 =	35,69	b34 =	49,22	b39 =	260
B22 =	44,86	b35 =	70,44	R1 =	3
B23 =	60	b36 =	104,16	R2 =	6

Tabulka 11.1 - Hodnoty plochy obrazců v určitých řezech

Plocha	[mm ²]	Plocha	[mm ²]	Plocha	[mm ²]
A1 =	102	A411 =	134,58	A55 =	211,32
A2 =	28,27	A412 =	180	A56 =	312,48
A3 =	7,07	A52 =	94,14	A57 =	463,53
A4 =	72	A53 =	130,92	A58 =	697,29
A410 =	107,7	A54 =	147,66	A59 =	780

Dále jsem spočetl vzdálenosti těžišť obrazců od pomocné osy x_0 , viz obr. 38. Vzdálenost těžiště od osy z_0 pro můj návrh není potřeba znát, protože poloha těžiště v ose x celkového profilu je osa symetrie x , viz obr. 36. Níže jsem uvedl pro názornost postup výpočtu v řezu 3. Ostatní vzdálenosti těžišť ve zbylých řezech jsem uvedl v tabulce 12 a 13.



Obrázek 38 - Vzdálenosti těžišť obrazců od pomocné osy x_0

Vzdálenost těžiště obrazce 1 v 3. řezu od osy x_0

$$Z_{1T} = H_3 - R_1 - \frac{b_1}{2} = 53,64 - 6 - \frac{34}{2} = 30,64 \text{ [mm]} \quad (28)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 2 v 3. řezu od osy x_0

$$Z_{2T} = H_3 - R_2 + \frac{4 \cdot R_2}{3 \cdot \pi} = 53,64 - 6 + \frac{4 \cdot 6}{3 \cdot \pi} = 50,186 \text{ [mm]} \quad (29)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 3 v 3. řezu od osy x_0

$$Z_{3T} = H_3 - R_2 + \frac{4 \cdot R_1}{3 \cdot \pi} = 53,64 - 6 + \frac{4 \cdot 3}{3 \cdot \pi} = 48,913 \text{ [mm]} \quad (30)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 4 v 3. řezu od osy x_0

$$Z_{4T} = H_3 - \frac{t}{2} = 53,64 - \frac{3}{2} = 52,14 \text{ [mm]} \quad (31)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 5 v 3. řezu od osy x_0

$$Z_{5T} = \frac{b_{33}}{2} = \frac{43,64}{2} = 21,82 \text{ [mm]} \quad (32)$$

Tabulka 12 - Vzdálenosti těžišť obrázců od osy x_0

	Z_{1T} [mm]	Z_{2T} [mm]	Z_{3T} [mm]	Z_{4T} [mm]	Z_{5T} [mm]
řez 0	17	36,54648	35,27324	38,5	
řez 1	17	36,54648	35,27324	38,5	
řez 2	18,38	37,92648	36,65324	39,88	15,69
řez 3	30,64	50,18648	48,91324	52,14	21,82
řez 4	36,22	55,76648	54,49324	57,72	24,61
řez 5	57,44	76,98648	75,71324	78,94	35,22
řez 6	91,16	110,7065	109,4332	112,66	52,08
řez 7	141,51	161,0565	159,7832	163,01	77,255
řez 8	219,43	238,9765	237,7032	240,93	116,215
řez 9	247	266,5465	265,2732	268,5	130
řez 10	247	266,5465	265,2732	268,5	130
řez 11	247	266,5465	265,2732	268,5	130
řez 12	247	266,5465	265,2732	268,5	130

V této části jsem spočetl vzdálenost centrální osy y od spodního vlákna (hrany) profilu Z_{TD} , viz obr. 36, v místech řezu. A vzdálenost centrální osy y od horního vlákna (plochy) Z_{TH} , viz obr. 36. Níže jsem uvedl pouze obecné vzorce pro výpočet.

Vzdálenost centrální osy y od spodního vlákna nosného profilu

$$Z_{TDi} = \frac{A_1 \cdot z_{1Ti} + A_2 \cdot z_{2Ti} - A_3 \cdot z_{3Ti} + A_{4i} \cdot z_{4Ti} + A_{5i} \cdot z_{5Ti}}{A_1 + A_2 - A_3 + A_{4i} + A_{5i}} \quad (33)$$

Vzdálenost centrální osy y od horního vlákna nosného profilu

$$Z_{THi} = H_i - Z_{TDi} \quad (34)$$

V tabulce 13 jsem uvedl vzdálenosti těžišť od spodního a horního vlákna profilu v daných řezech.

Tabulka 13 - Vzdálenosti těžišť od spodního a horního vlákna profilu v daných řezech

	Z_{Td}	Z_{Th}
řez 0	27,10	12,90
řez 1	27,10	12,90
řez 2	24,32	17,06
řez 3	33,14	20,50
řez 4	36,97	22,25
řez 5	50,74	29,70
řez 6	70,99	43,17
řez 7	99,29	65,22
řez 8	141,00	101,43
řez 9	155,44	114,56
řez 10	155,44	114,56
řez 11	155,44	114,56
řez 12	155,44	114,56

7.2.2. Momenty setrvačnosti

Pro výpočet modulů průřezů je dále potřeba vypočítat momenty setrvačnosti jednotlivých obrazců v daných řezech k osám procházejícím těžištěm složeného profilu. Poté jsem pomocí Steinerovy věty přepočítal momenty setrvačnosti jednotlivých obrazců k těžišti celkového složeného nosného profilu, k osám x a z, viz obr. 38.1. Postup výpočtu jsem provedl pro řez 3.

Moment setrvačnosti 1. obrazce ve 3. řezu k ose x

$$J_{x1}' = \frac{t \cdot b_1^3}{12} = \frac{3 \cdot 34^3}{12} = 9\,826 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (35)$$

Moment setrvačnosti 2. obrazce ve 3. řezu k ose x

$$J_{x2}' = \frac{\pi \cdot R_2^4}{16} = \frac{\pi \cdot 6^4}{16} = 254,47 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (36)$$

Moment setrvačnosti 3. obrazce ve 3. řezu k ose x

$$J_{x3}' = \frac{\pi \cdot R_1^4}{16} = \frac{\pi \cdot 3^4}{16} = 15,9 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (37)$$

Moment setrvačnosti 4. obrazce ve 3. řezu k ose x

$$J_{x4}' = \frac{t^3 \cdot b_4}{12} = \frac{3^3 \cdot 24}{12} = 54 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (38)$$

Moment setrvačnosti 5. obrazce ve 3. řezu k ose x

$$J_{x5}' = \frac{t \cdot b_{33}^3}{12} = \frac{3 \cdot 43,64^3}{12} = 20\,777,5 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (39)$$

Moment setrvačnosti 1. obrazce ve 3. řezu k ose z

$$J_{z1}' = \frac{b_1 \cdot t^3}{12} = \frac{34 \cdot 3^3}{12} = 76,5 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (40)$$

Moment setrvačnosti 2. obrazce ve 3. řezu k ose z

$$J_{z2}' = \frac{\pi \cdot R_2^4}{16} = \frac{\pi \cdot 6^4}{16} = 254,47 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (41)$$

Moment setrvačnosti 3. obrazce ve 3. řezu k ose z

$$J_{z3}' = \frac{\pi \cdot R_1^4}{16} = \frac{\pi \cdot 3^4}{16} = 15,9 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (42)$$

Moment setrvačnosti 4. obrazce ve 3. řezu k ose z

$$J_{z4}' = \frac{b_2^3 \cdot t}{12} = \frac{24^3 \cdot 3}{12} = 54 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (43)$$

Moment setrvačnosti 5. obrazce ve 3. řezu k ose z

$$J_{z5}' = \frac{b_{33} \cdot t^3}{12} = \frac{43,64 \cdot 3^3}{12} = 98,18 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (44)$$

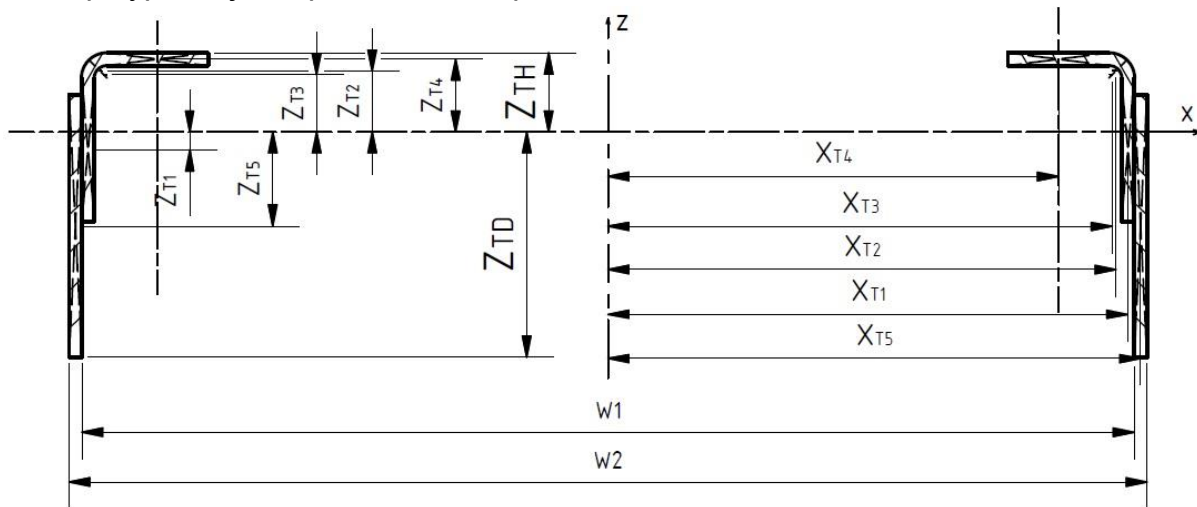
Stejně jako plochy obrazců, tak i momenty setrvačnosti obrazců 1, 2 a 3 jsou ve všech řezech stejné. Jenom obrazec 4. je proměnný v 3. části a 5. obrazec ve 2. části nosného profilu. Jednotlivé hodnoty momentů setrvačnosti obrazců jsem uvedl v tabulce 14.

Tabulka 14 - Momenty setrvačnosti obrazců

	[mm ⁴]		[mm ⁴]		[mm ⁴]
$J_{x1}' =$	9 826	$J_{x55}' =$	87 377,2	$J_{z411}' =$	22 569,3
$J_{x2}' =$	254,47	$J_{x56}' =$	282 516	$J_{z412}' =$	54 000
$J_{x3}' =$	15,9	$J_{x57}' =$	922 167	$J_{z52}' =$	70,6
$J_{x4}' =$	54	$J_{x58}' =$	3 139 182	$J_{z53}' =$	98,19
$J_{x410}' =$	80,3	$J_{x59}' =$	4 394 000	$J_{z54}' =$	110,75

$J_{x411}' =$	100,94	$J_{z1}' =$	76,5	$J_{z55}' =$	158,49
$J_{x412}' =$	135	$J_{z2}' =$	254,47	$J_{z56}' =$	234,36
$J_{x52}' =$	7 725	$J_{z3}' =$	15,9	$J_{z57}' =$	347,65
$J_{x53}' =$	20 777,5	$J_{z4}' =$	3 456	$J_{z58}' =$	522,97
$J_{x54}' =$	29 810,2	$J_{z410}' =$	11 365,3	$J_{z59}' =$	585

Dále jsem pak určil vzdálenosti těžišť jednotlivých obrazců k centrálním osám procházejícím celkovým těžištěm složeného profilu v jednotlivých řezech, viz obr. 38.1. Postup výpočtu jsem pro názornost provedl ve 3. řezu.



Obrázek 38.1 - Vzdálenosti těžišť obrazců od os z a y procházejících celkovým těžištěm

Vzdálenost těžiště obrazce 1 od centrální osy x ve 3. řezu

$$Z_{T1} = Z_{TD3} - Z_{1T} = 33,14 - 30,64 = 2,5 \text{ [mm]} \quad (45)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 2 od centrální osy x ve 3. řezu

$$Z_{T2} = H_3 - Z_{TD3} - R_2 + \frac{4 \cdot R_2}{3 \cdot \pi} = 53,64 - 33,14 - 6 + \frac{3 \cdot 6}{4 \cdot \pi} = 17,04 \text{ [mm]} \quad (46)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 3 od centrální osy x ve 3. řezu

$$Z_{T3} = H_3 - Z_{TD3} - R_2 + \frac{4 \cdot R_1}{3 \cdot \pi} = 53,64 - 33,14 - 6 + \frac{3 \cdot 3}{4 \cdot \pi} = 15,77 \text{ [mm]} \quad (47)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 4 od centrální osy x ve 3. řezu

$$Z_{T4} = H_3 - Z_{TD3} - \frac{t}{2} = 53,64 - 33,14 - \frac{3}{2} = 19 \text{ [mm]} \quad (48)$$

Vzdálenost těžiště obrazce 5 od centrální osy x ve 3. řezu

$$Z_{T5} = Z_{TD} - Z_{5T} = 33,14 - 21,82 = 11,32 \text{ [mm]} \quad (49)$$

V tabulce 15 jsem uvedl vzdálenosti těžišť obrazců od centrální osy x ve všech řezech.

Tabulka 15 - Vzdálenosti těžišť obrázců od centrální osy x

	ZT1 [mm]	ZT2 [mm]	ZT3 [mm]	ZT4 [mm]	ZT5 [mm]
řez 0	10,10	9,45	8,17	11,40	
řez 1	10,10	9,45	8,17	11,40	
řez 2	5,94	13,61	12,33	15,56	8,63
řez 3	2,50	17,04	15,77	19,00	11,32
řez 4	0,75	18,80	17,52	20,75	12,36
řez 5	6,70	26,25	24,97	28,20	15,52
řez 6	20,17	39,72	38,44	41,67	18,91
řez 7	42,22	61,77	60,49	63,72	22,03
řez 8	78,43	97,98	96,70	99,93	24,78
řez 9	91,56	111,11	109,83	113,06	25,44
řez 10	91,56	111,11	109,83	113,06	25,44
řez 11	91,56	111,11	109,83	113,06	25,44
řez 12	91,56	111,11	109,83	113,06	25,44

Vzdálenost těžiště obrázce 1 od centrální osy z ve 3. řezu

$$X_{T1} = \frac{W_1}{2} - \frac{t}{2} = \frac{250}{2} - \frac{3}{2} = 123,5 \text{ [mm]} \quad (50)$$

Vzdálenost těžiště obrázce 2 od centrální osy z ve 3. řezu

$$X_{T2} = \frac{W_1}{2} - R_2 + \frac{4 \cdot R_2}{3 \cdot \pi} = \frac{250}{2} - 6 + \frac{4 \cdot 6}{3 \cdot \pi} = 121,55 \text{ [mm]} \quad (51)$$

Vzdálenost těžiště obrázce 3 od centrální osy z ve 3. řezu

$$X_{T3} = \frac{W_1}{2} - R_2 + \frac{4 \cdot R_1}{3 \cdot \pi} = \frac{250}{2} - 6 + \frac{4 \cdot 3}{3 \cdot \pi} = 120,27 \text{ [mm]} \quad (52)$$

Vzdálenost těžiště obrázce 4 od centrální osy z ve 3. řezu

$$X_{T4} = \frac{W_1}{2} - R_2 - \frac{b_2}{2} = \frac{250}{2} - 6 - \frac{24}{2} = 107 \text{ [mm]} \quad (53)$$

Vzdálenost těžiště obrázce 5 od centrální osy z ve 3. řezu

$$X_{T5} = \frac{W_2}{2} - \frac{t}{2} = \frac{256}{2} - \frac{3}{2} = 126,5 \text{ [mm]} \quad (54)$$

V tabulce 16 jsem uvedl vzdálenosti těžišť obrázců od centrální osy z ve všech řezech.

Tabulka 16 - Vzdálenosti těžišť obrázců od centrální osy x

	YT1 [mm]	YT2 [mm]	YT3 [mm]	YT4 [mm]	YT5 [mm]
řez 0-1	123,50	121,55	120,27	107,00	
řez 2-9	123,50	121,55	120,27	107,00	126,50

řez 10	123,50	121,55	120,27	101,16	126,50
řez 11	123,50	121,55	120,27	96,57	126,50
řez 12	123,50	121,55	120,27	89,00	126,50

V tuto chvíli už znám všechny neznáme hodnoty pro použití Steinerovy věty. Nejdříve jsem přepočítal momenty setrvačnosti jednotlivých obrazců k centrální ose x pro rovinu y-x. Postup výpočtu jsem provedl pro 3. řez.

Obecný vzorec Steinerovy věty

$$J_{xi} = J_{xi'} + Z_{Ti}^2 \cdot A_i = [mm^4] \quad (55)$$

Kde $J_{xi'}$ je moment setrvačnosti daného obrazce, Z_{Ti} je vzdálenost k centrální ose, A_i je plocha daného obrazce.

Moment setrvačnosti obrazce 1 k centrální ose x ve 3. řezu

$$J_{x1} = J_{x1'} + Z_{T1}^2 \cdot A_1 = 9\,826 + 2,5^2 \cdot 102 = 10\,466 [mm^4] \quad (56)$$

Moment setrvačnosti obrazce 2 k centrální ose x ve 3. řezu

$$J_{x2} = J_{x2'} + Z_{T2}^2 \cdot A_2 = 254,47 + 17,04^2 \cdot 28,27 = 8\,466 [mm^4] \quad (57)$$

Moment setrvačnosti obrazce 3 k centrální ose x ve 3. řezu

$$J_{x3} = J_{x3'} + Z_{T3}^2 \cdot A_3 = 15,9 + 15,77^2 \cdot 7,07 = 1\,774 [mm^4] \quad (58)$$

Moment setrvačnosti obrazce 4 k centrální ose x ve 3. řezu

$$J_{x4} = J_{x4'} + Z_{T4}^2 \cdot A_4 = 54 + 19^2 \cdot 72 = 26\,034 [mm^4] \quad (59)$$

Moment setrvačnosti obrazce 5 k centrální ose x ve 3. řezu

$$J_{x5} = J_{x5'} + Z_{T5}^2 \cdot A_5 = 20\,777,5 + 11,32^2 \cdot 130,92 = 37\,567 [mm^4] \quad (60)$$

Výsledný moment setrvačnosti složeného profilu k centrální ose x v daném řezu jsem spočetl jako sumu jednotlivých momentů setrvačnosti obrazců. Výsledný moment setrvačnosti celkového profilu jsem pak spočetl jako dvojnásobek celkového momentu setrvačnosti složeného profilu.

Výsledný moment setrvačnosti složeného profilu v řezu 3

$$\begin{aligned} J_{xv3} &= J_{x1} + J_{x2} - J_{x3} + J_{x4} + J_{x5} = 10\,466 + 8\,466 - 1\,774 + 26\,034 + 37\,567 \\ &= 80\,759 [mm^4] \end{aligned} \quad (61)$$

Výsledný moment setrvačnosti celkového profilu konzole v řezu 3

$$J_{xc3} = 2 \cdot J_{xv3} = 2 \cdot 80\,759 = 161\,518 [mm^4] \quad (62)$$

V tabulce 17 jsem uvedl hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých obrazců k centrální ose x v rovině y-x ve zbylých řezech. Dále pak výsledný moment setrvačnosti složeného a celkového profilu ve všech řezech. Hodnoty jsou v mm^4 .



Tabulka 17 - Hodnoty přepočítaných a výsledných momentů setrvačnosti

	Jx1	Jx2	Jx3	Jx4	Jx5	Jxv=ΣJxi	Jxc = 2.Jxv
řez 0	20 230	2 778	488	9 412		31 932	63 863
řez 1	20 230	2 778	488	9 412		31 932	63 863
řez 2	13 423	5 490	1 091	17 490	14 734	50 045	100 091
řez 3	10 466	8 466	1 774	26 034	37 567	80 759	161 519
řez 4	9 883	10 244	2 186	31 054	52 368	101 364	202 727
řez 5	14 406	19 733	4 425	57 314	138 273	225 302	450 603
řez 6	51 324	44 855	10 463	125 076	394 250	605 044	1 210 087
řez 7	191 654	108 128	25 884	292 402	1 147 206	1 713 506	3 427 013
řez 8	637 270	271 676	66 119	719 060	3 567 492	5 129 379	10 258 759
řez 9	864 890	349 283	85 285	920 376	4 898 865	6 948 130	13 896 260
řez 10	864 890	349 283	85 285	1 368 676	4 898 865	7 396 430	14 792 860
řez 11	864 890	349 283	85 285	1 720 337	4 898 865	7 748 090	15 496 181
řez 12	864 890	349 283	85 285	2 300 941	4 898 865	8 328 694	16 657 389

Obdobným způsobem jsem postupoval při přepočítání momentů setrvačnosti jednotlivých obrazců k centrální ose z pro rovinu y-z ve všech řezech. Proto jsem uvedl jen výsledné hodnoty momentů setrvačnosti v tabulce 18. Hodnoty v tabulce jsou v mm⁴.

Tabulka 18 - Hodnoty přepočítaných a výsledných momentů setrvačnosti

	Jz1	Jz2	Jz3	Jz4	Jz5	Jzv=ΣJzi	Jzc= 2.Jzv
řez 0	1 555 806	417 967	102 268	827 784		2 699 289	5 398 578
řez 1	1 555 806	417 967	102 268	827 784		2 699 289	5 398 578
řez 2	1 555 806	417 967	102 268	827 784	1 506 522	4 205 812	8 411 623
řez 3	1 555 806	417 967	102 268	827 784	2 095 113	4 794 402	9 588 804
řez 4	1 555 806	417 967	102 268	827 784	2 363 003	5 062 292	10 124 584
řez 5	1 555 806	417 967	102 268	827 784	3 381 754	6 081 043	12 162 086
řez 6	1 555 806	417 967	102 268	827 784	5 000 617	7 699 907	15 399 813
řez 7	1 555 806	417 967	102 268	827 784	7 417 871	10 117 160	20 234 319
řez 8	1 555 806	417 967	102 268	827 784	11 158 732	13 858 021	27 716 042
řez 9	1 555 806	417 967	102 268	827 784	12 482 340	15 181 629	30 363 258
řez 10	1 555 806	417 967	102 268	1 106 941	12 482 340	15 460 786	30 921 573
řez 11	1 555 806	417 967	102 268	1 277 631	12 482 340	15 631 476	31 262 952
řez 12	1 555 806	417 967	102 268	1 479 780	12 482 340	15 833 625	31 667 250

Po spočítání předchozích hodnot jsem přistoupil k výpočtům modulu průřezu v ohybu pro rovinu y-x a z-x. Dále jsem pak vypočetl modul průřezu v krutu. Postup výpočtu modulů průřezů jsem spočetl pro ukázkou ve 3. řezu. Moduly průřezu ohybu jsem spočetl jako podíl výsledného momentu setrvačnosti celkového profilu ku vzdálenosti vlákna, které je natahováno.

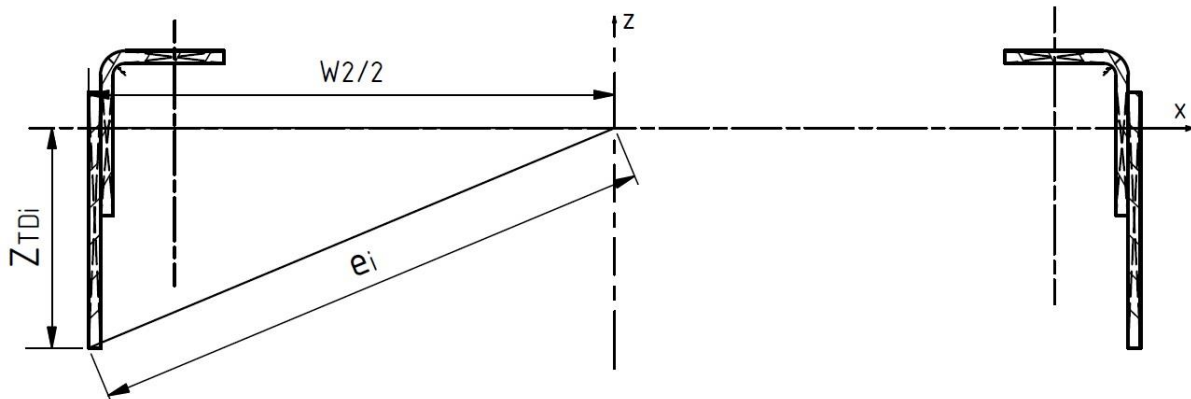
Modul průřezu ohybu v rovině y-x ve 3. řezu

$$W_{o_{yx3}} = \frac{J_{xc3}}{Z_{TH3}} = \frac{161\,519}{20,50} = 7\,881 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (63)$$

Modul průřezu ohybu v rovině z-x ve 3. řezu

$$W_{o_{zx3}} = \frac{J_{zc3}}{\frac{W_2}{2}} = \frac{9\,588\,804}{\frac{256}{2}} = 74\,913 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (64)$$

Modul průřezu v krutu jsem spočetl jako součet výsledných momentů setrvačnosti celkového profilu rovin y-x a z-x, který jsem podělil délkou nejvzdálenějšího vlákna profilu, viz obr. 39. Modul průřezu v krutu jsem spočetl v daných řezech. Pro ukázkou postupu jsem provedl výpočet nejvzdálenějšího vlákna a modulu průřezu v krutu ve 3. řezu.



Obrázek 39 - Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna od těžiště celkového profilu

Nejvzdálenější vlákno od těžiště celkového profilu ve 3. řezu

$$e_3 = \sqrt{\left(\frac{W_2}{2}\right)^2 + Z_{TD3}^2} = \sqrt{\left(\frac{256}{2}\right)^2 + 33,14^2} = 132,22 \text{ [mm]} \quad (65)$$

Modul průřezu v krutu ve 3. řezu

$$W_{k3} = \frac{J_p}{e_3} = \frac{J_{xc3} + J_{zc3}}{e_3} = \frac{161\,519 + 9\,588\,804}{132,22} = 73\,743 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (66)$$

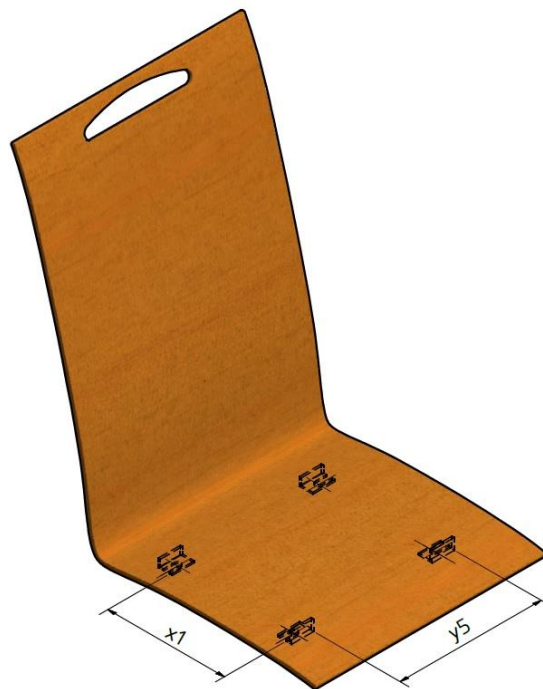
V tabulce 19 jsem uvedl hodnoty modulů průřezu v ohybu, modulu průřezu v krutu a vzdálenosti nejvzdálenějšího vlákna od těžiště celkového profilu.

Tabulka 19 - Moduly průřezů v ohybu a krutu a nejvzdálenějšího vlákna

	e [mm]	Wo(y,x) [mm³]	Wo(z,x) [mm³]	Wk [mm³]
řez 0	127,9	4 950	43 189	42 707
řez 1	127,9	4 950	43 189	42 707
řez 2	130,3	5 866	65 716	65 329
řez 3	132,2	7 881	74 913	73 742
řez 4	133,2	9 111	79 098	77 514
řez 5	137,7	15 171	95 016	91 602
řez 6	146,4	28 030	120 311	113 481
řez 7	162,0	52 544	158 081	146 062
řez 8	190,4	101 140	216 532	199 413
řez 9	201,4	121 303	237 213	219 802
řez 10	201,4	129 129	241 575	219 802
řez 11	201,4	135 269	244 242	219 802
řez 12	201,4	145 405	247 400	219 802

7.3. Rozměry uchycení sedadla

Jak již bylo zmíněno ve 3 kapitole, uchycení sedadla se navrhuje podle konstrukce konzole. Pro moji práci jsem si vymodeloval 3D model sedadla, viz obr. 46, a rozměry úchytnů jsem zvolil podle zvoleného návrhu konzole. Rozměry roztečí jsem uvedl v tabulce 40.



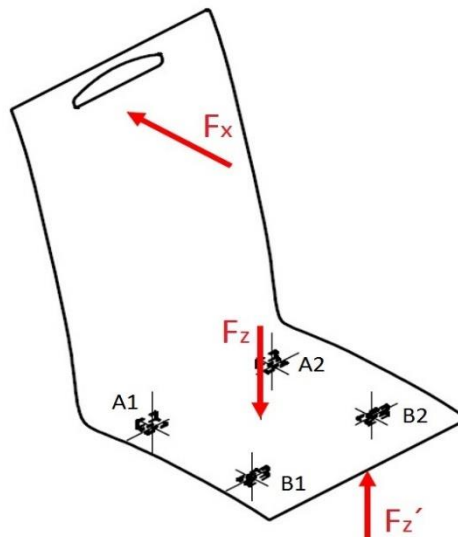
Obrázek 40 - 3D model sedadla s rozměry pro uchycení

7.4. Rozbor sil a jejich velikosti

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, konzole může mít tři druhy uchycení do hrubé stavby skříňe vozidla. Pro můj výpočet jsem si zvolil 1. způsob uchycení, jedná se o uchycení k rovné bočnici. Pro tento způsob uchycení jsem provedl rozbor sil a vypočetl jejich hodnoty.

7.4.1. Rozbor sil působících na sedadlo

Výpočet reakcí v místě uchycení sedadla s konzolou jsem spočetl ve dvou stavech, viz obr. 50. Pro první stav jsem si zavedl na sedadlo síly F_z ve svislém směru. Kde síla F_z je zatížení od sedícího cestujícího. Dále pak v podélném směru sílu F_x , která je dána normou UIC 566. V druhém stavu jsem si zavedl sílu F_z' , která působí na předním okraji sedadla. Reakce obou stavů jsem poté porovnal a určil, který stav více zatěžuje konzoly.



Obrázek 41 - Stav zátížení sedadla

V níže uvedené tabulce 20 jsem uvedl potřebné rozměry a hodnoty pro výpočet reakcí, při rozboru sil.

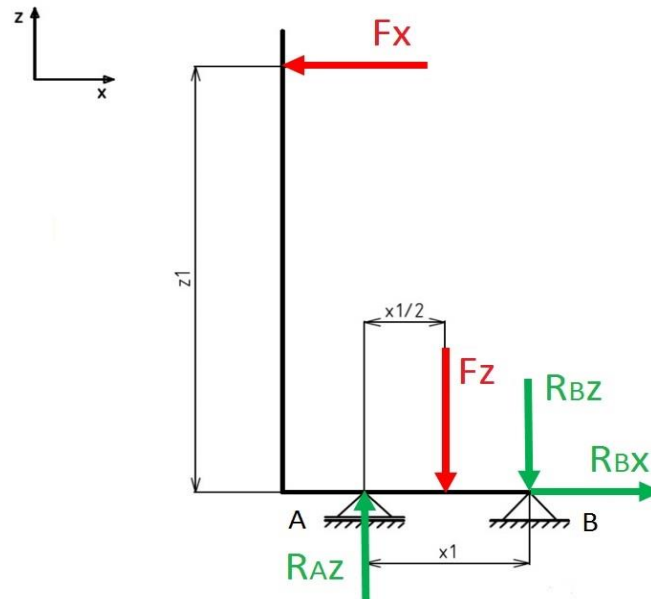
Tabulka 20 - Síly a rozměry pro určení reakcí

$F_z =$	2 000 N	$x_1 =$	210 mm	$y_2 =$	354 mm
$F_z' =$	1 200 N	$x_2 =$	306 mm	$y_3 =$	544 mm
$F_x =$	1 500 N	$x_3 =$	210 mm	$y_4 =$	798 mm
$z_1 =$	600 mm	$x_4 =$	115 mm	$y_5 =$	254 mm
$z_2 =$	224 mm	$y_1 =$	100 mm		

7.4.1.1. Výpočet reakcí sedadla v 1. stavu zátížení

Sedadlo je uchyceno ke konzole pomocí 4 šroubů. Takto uchycené sedadlo je staticky neurčitá úloha a určení reakcí by bylo složité. Pro zjednodušení jsem uvažoval sedadlo

jako staticky určitý nosník o dvou podporách viz obr. 42. V tomto případě už jsem schopný určit reakce v podporách.



Obrázek 42 - Zjednodušený model sedadla v 1. stavu zatížení

Nosník jsem si uvolnil, viz obr. 42, a sestavil rovnice rovnováhy.

Rovnice rovnováhy sedadla při 1. stavu zatížení

$$\sum F_x: -F_x + R_{Bx} = 0 \quad (67)$$

$$\sum F_y: R_{Az} - F_z - R_{Bz} = 0 \quad (68)$$

$$\sum M_A: F_x \cdot z_1 - F_z \cdot \frac{x_1}{2} - R_{Bz} \cdot x_1 = 0 \quad (69)$$

Z výše sestavených rovnic jsem schopen určit pouze reakci v podpoře B ve směru osy x. Z rovnice (67) je patrné, že reakce R_{Bx} je rovna síle F_x .

Velikost reakce R_{Bx}

$$R_{Bx} = F_x = 1\,500 \text{ [N]} \quad (70)$$

Pro vypočítání reakcí R_{Az} a R_{Bz} jsem si nejdříve z momentové rovnice rovnováhy (69) vyjádřil reakci R_{Bz} a vypočetl ji. Následně jsem ji dosadil do rovnice (68) a vypočetl reakci R_{Az} .

Velikost reakce R_{Bz}

$$R_{Bz} = \frac{F_x \cdot z_1 - F_z \cdot \frac{x_1}{2}}{x_1} = \frac{1\,500 \cdot 600 - 2\,000 \cdot 105}{210} = 3\,286 \text{ [N]} \quad (71)$$

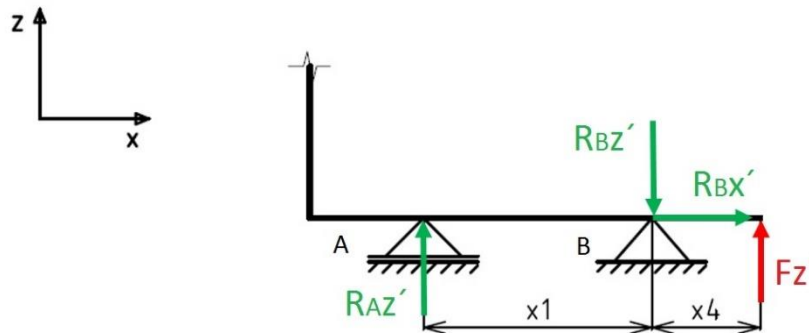
Velikost reakce R_{Az}

$$R_{Az} = F_z + R_{Bz} = 2\,000 + 3\,286 = 5\,286 \text{ [N]} \quad (72)$$

Reakce v podporách vyšly kladné, to znamená, že reakce jsem zavedl správně.

7.4.1.2. Výpočet reakcí sedadla ve 2. stavu zatížení

Jako v předchozí kapitole jsem si úlohu zjednodušil na staticky určitou. Nosník jsem si uvolnil, viz obr. 43, a postupoval s výpočtem jako v předchozí podkapitole 7.1.1.



Obrázek 43 - Zjednodušený model sedadla v 2. stavu zatížení

Rovnice rovnováhy sedadla při 2. stavu zatížení

$$\sum F_x: R_{Bx}' = 0 \quad (73)$$

$$\sum F_y: R_{Az}' + F_z' - R_{Bz}' = 0 \quad (74)$$

$$\sum M_B: R_{Az}' \cdot x_1 - F_z' \cdot x_2 = 0 \quad (75)$$

Z momentové rovnice rovnováhy (75) jsem vyjádřil reakci R_{Az}' a vypočetl ji. Potom jsem ji dosadil do rovnice (74) a vyjádřil reakci R_{Bz}' a vypočítal její velikost .

Velikost reakce R_{Az}'

$$R_{Az}' = \frac{F_z' \cdot x_2}{x_1} = \frac{1200 \cdot 115}{210} = 658 \text{ [N]} \quad (76)$$

Velikost reakce R_{Bz}'

$$R_{Bz}' = R_{Az}' + F_z' = 658 + 1200 = 1858 \text{ [N]} \quad (77)$$

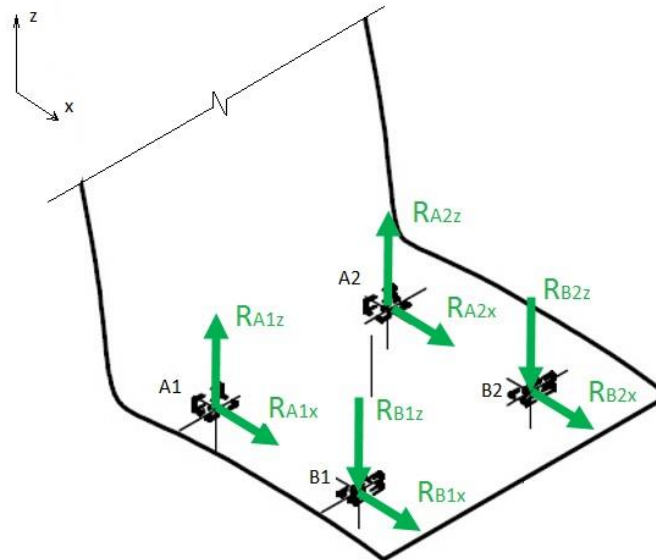
7.4.1.3. Zhodnocení reakcí od sedadla

Podle vypočítaných hodnot reakcí v daných stavech je patrné, že konzole sedadla bude více zatěžovaná od 1. stavu zatížení, viz tabulka 21. Proto dále budu počítat s reakcemi od 1. stavu zatížení. Hodnoty v tabulce jsou uvedeny podle smyslu působení reakcí.

Tabulka 21 - Reakce sedadla v místě uchycení podle stavů zatížení

	R_{Az}, R_{Az}' [N]	R_{Bz}, R_{Bz}' [N]	R_{Bx}, R_{Bx}' [N]
1. stav zatížení	5 286	-3 286	1 500
2. stav zatížení	658	-1 858	0

Jak již bylo výše zmíněno, sedadlo je upevněno ke konzoli pomocí 4 šroubů (podpor). Proto jsem uvažoval rovnoměrné rozložení reakcí do daných podpor, viz obr. 44. Reakci R_{Bx} jsem rovnoměrně rozložil do podpor A1, A2, B1 a B2 podle rovnice (78). Reakci R_{Az} jsem rovnoměrně rozložil mezi podpory B1 a B2 podle rovnice (79). A nakonec reakci R_{Bz} jsem rozložil mezi podpory A1 a A2, viz rovnice (80).



Obrázek 44 - Reakce od sedadla

Reakce sedadla v podporách A1, A2, B1 a B2 v ose x

$$R_{A1x} = R_{A2x} = R_{B1x} = R_{B2x} = \frac{R_{Bx}}{4} = \frac{1\,500}{4} = 375 \text{ [N]} \quad (78)$$

Reakce sedadla v podporách A1 a A2 v ose z

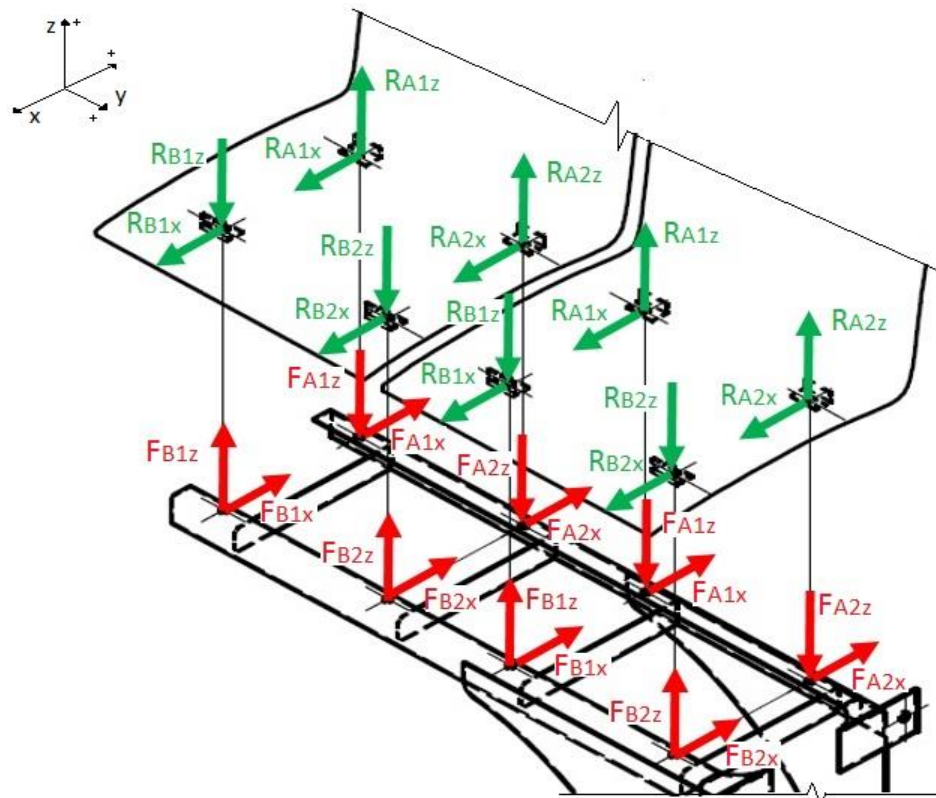
$$R_{A1z} = R_{A2z} = \frac{R_{Az}}{2} = \frac{5\,826}{2} = 2\,913 \text{ [N]} \quad (79)$$

Reakce sedadla v podporách B1 a B2 v ose z

$$R_{B1z} = R_{B2z} = \frac{-R_{Bz}}{2} = \frac{-3\,826}{2} = -1\,913 \text{ [N]} \quad (80)$$

7.4.2. Rozbor sil působících na konzolu

Na konzoli působí síly od vzniklých reakcí sedadla. Tyto síly mají opačný směr působení než vzniklé reakce sedadla, viz obr. 45. Zvolený koncepční návrh konzole sedadla je uchyten pomocí 4 šroubů do bočnice hrubé stavby vozidla. V těchto místech uchytení jsem spočetl reakce. Dále jsem vypočetl, jak je konzola namáhána.

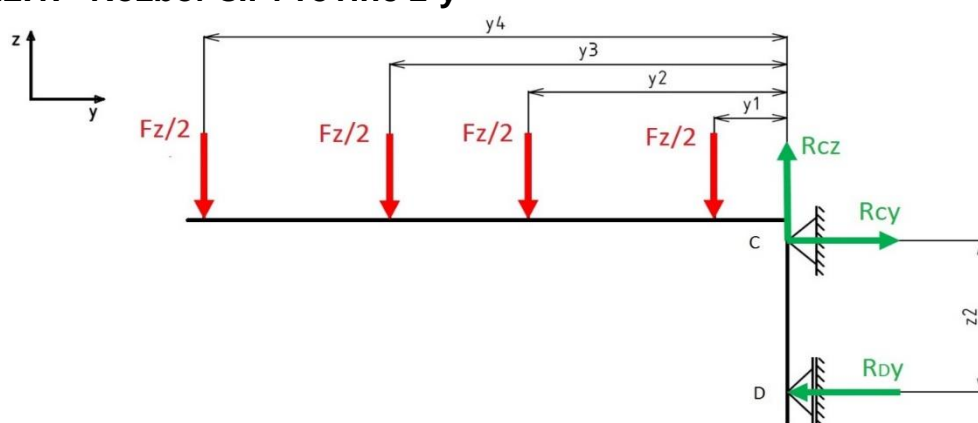


Obrázek 45 - Síly působící na konzoli sedadla

Podle sil působících na konzolu, viz obr. 45, je zřejmé, že konzole je v rovině y - z namáhána na ohyb $M_o(x)$. V rovině x - y je konzole namáhána na ohyb $M_o(z)$. Dále pak kolem centrální osy y celkového profilu na krut $M_{ky}(z)$ a $M_{ky}(x)$. Nejdříve jsem provedl pro jednotlivé roviny výpočet reakcí v daných podporách a poté spočetl příslušná namáhání.

Takto zavedené síly na konzoli by bylo složité vypočítat, protože se jedná o staticky neurčitou úlohu. Tuto úlohu jsem si zjednodušil na staticky určitou úlohu v daných rovinách, viz obr. 46 a 48.

7.4.2.1. Rozbor sil v rovině z - y

Obrázek 46 - Zjednodušený model konzole v rovině z - y

Na zjednodušený model jsem zvedl síly $F_z/2$ jako vektorový součet sil v daném místě. Poté jsem úlohu uvolnil a sestavil rovnice rovnováhy.

Rovnice rovnováhy konzole v rovině z-y

$$\sum F_x: R_{Cy(y,z)} - R_{Dy(y,z)} = 0 \quad (81)$$

$$\sum F_z: -4 \cdot \frac{F_z}{2} + R_{Cz(y,z)} = 0 \quad (82)$$

$$\sum M_C: -\frac{4 \cdot F_z}{2} \cdot (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) + R_{Dy(y,z)} \cdot z_2 = \quad (83)$$

Z takto sestavených rovnic jsem si vyjádřil neznámé reakce a spočetl je.

Velikost reakce $R_{Cz(y,z)}$ v rovině z-y

$$R_{Cz(y,z)} = \frac{4 \cdot F_z}{2} = \frac{4 \cdot 2\,000}{2} = 4\,000 \text{ [N]} \quad (84)$$

Velikost reakce $R_{Dy(y,z)}$ v rovině z-y

$$R_{Dy(y,z)} = \frac{\frac{4 \cdot F_z}{2} \cdot (y_1 + y_2 + y_3 + y_4)}{z_2} = \frac{\frac{4 \cdot 2\,000}{2} \cdot (100 + 354 + 544 + 798)}{224} \quad (85)$$
$$= 32\,072 \text{ [N]}$$

Velikost reakce $R_{Cy(y,z)}$ v rovině z-y

$$R_{Cy(y,z)} = R_{Dy(y,z)} = 32\,072 \text{ [N]} \quad (86)$$

Reakce vyšly kladné, což znamená, že reakce jsem v modelu zavedl správně. Vypočtené reakce jsem obdobně jako u sedadla rovnoměrně rozložil mezi podpory C1, C2, D1 a D2 podle rovnic (87), (88) a (89). Pro názornost jsem rozložené reakce vynesl v daných podporách na konzoli, viz obr. 56.

Reakce konzole v podporách C1, C2, D1 a D2 v ose z

$$R_{C1z(y,z)} = R_{C2z(y,z)} = R_{D1z(y,z)} = R_{D2z(y,z)} = \frac{R_{Cz}}{4} = \frac{4\,000}{4} = 1\,000 \text{ [N]} \quad (87)$$

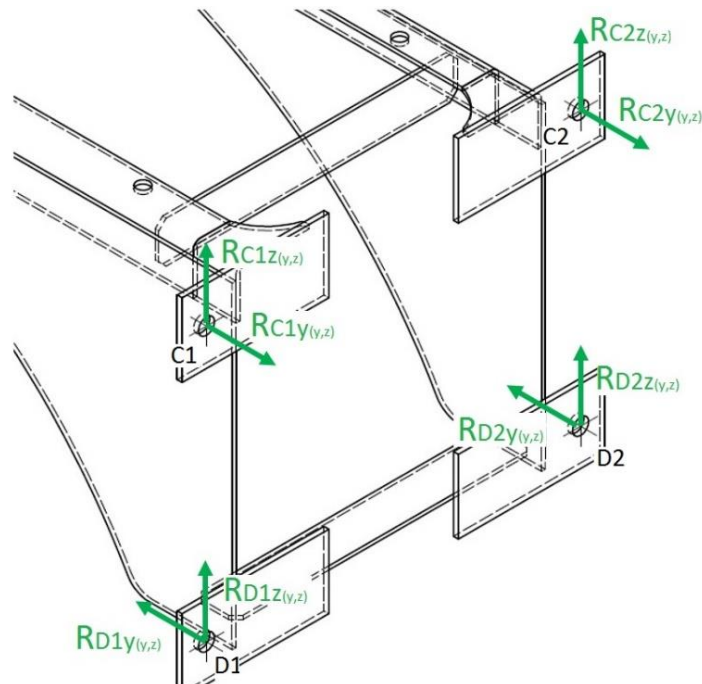
Reakce konzole v podporách C1 a C2 v ose y

$$R_{C1y(y,z)} = R_{C2y(y,z)} = \frac{R_{Cy}}{2} = \frac{32\,072}{2} = 16\,036 \text{ [N]} \quad (88)$$

Reakce konzole v podporách D1 a D2 v ose z

$$R_{D1y(y,z)} = R_{D2y(y,z)} = \frac{R_{Dy}}{2} = \frac{32\,072}{2} = 16\,036 \text{ [N]} \quad (89)$$

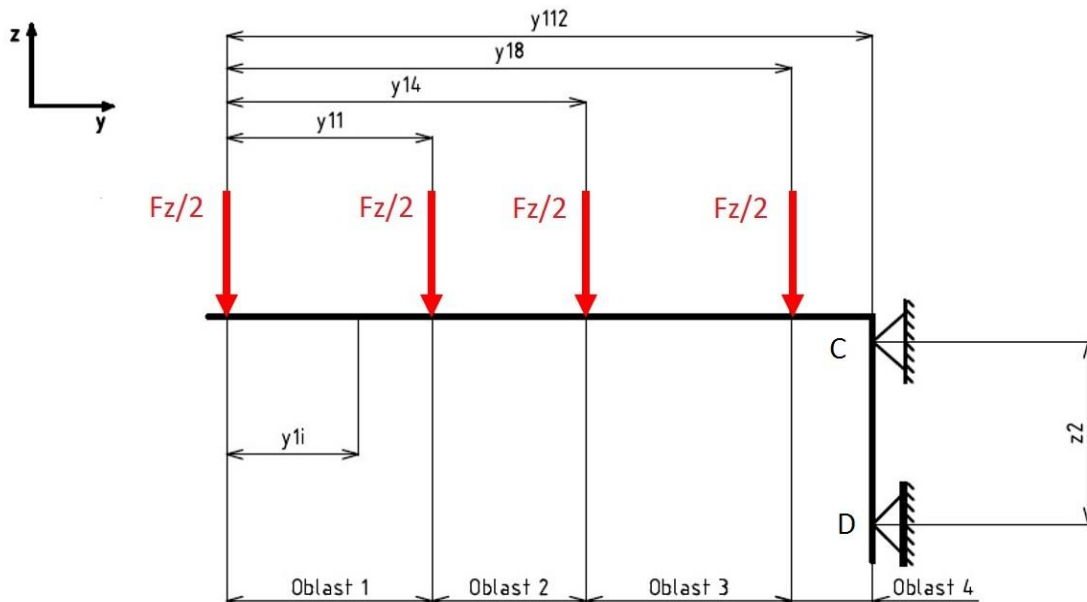
Z rozložených reakcí je patrné, že v podporách je zachycena posouvající síla $T(z)$ a ohybový moment $Mo(x)$.



Obrázek 47 - Reakce od sil v rovině y-z

Ohybový moment $M_o(x)$

Výpočet ohybového momentu jsem provedl v místech řezu konzole, viz obr. 35. Konzoli jsem si rozdělil do 4 oblastí, viz obr. 48. Oblasti 1 až 3 se nacházejí mezi jednotlivými místy úchytu sedadla s konzolí. Přesněji oblast 1 se nachází mezi řezy 0-1. Oblast 2 mezi řezy 1-4. Oblast 3 mezi řezy 4-8 a oblast 4 mezi místem připevnění sedadla nejbližší bočnici a uchycení do bočnice mezi řezy 8-12.

Obrázek 48 - Oblasti pro vyšetření ohybového momentu $M_o(x)$

Pro dané oblasti jsem sestavil rovnice pro výpočet ohybového momentu $M_o(x)$. Neznámá ve vzorcích y_{1i} je vzdálenost vyšetřovaných řezů.

Ohybový moment $M_o(x)$ v první oblasti

$$M_o(x) = \frac{F_z}{2} \cdot y_{1i} \quad (90)$$

Ohybový moment $M_o(x)$ v druhé oblasti

$$M_o(x) = \frac{F_z}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) \quad (91)$$

Ohybový moment $M_o(x)$ ve třetí oblasti

$$M_o(x) = \frac{F_z}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{14}) \quad (92)$$

Ohybový moment $M_o(x)$ ve čtvrté oblasti

$$M_o(x) = \frac{F_z}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{14}) + \frac{F_z}{2} \cdot (y_{1i} - y_{18}) \quad (93)$$

Výsledné hodnoty ohybového momentu $M_o(x)$ jsem vynesl do tabulky 22 společně s krouticím momentem $M_{ky}(z)$ a posouvající silou $T(z)$ na konci této kapitoly.

Krouticí moment $M_{ky}(z)$

Tento krouticí moment vzniká od působících sil F_{A1z} a F_{B1z} , viz obr. 54, v místě uchycení sedadla ke konzoli. Tento moment má v oblasti 1 velikost, viz vzorec (94). Jelikož jsou síly $F_{A1z}=F_{A2z}$ a $F_{B1z}=F_{B2z}$, krouticí moment v přechodu do další oblasti narůstá právě o danou hodnotu z první oblasti.

Krouticí moment $M_{ky}(z)$ v první oblasti

$$M_{ky}(z) = F_{A1z} \cdot \frac{x_1}{2} + F_{B1z} \cdot \frac{x_1}{2} = 2643 \cdot 105 + 1643 \cdot 105 = 450\,000 \text{ [Nmm]} \quad (94)$$

Síly od krouticího momentu $M_{ky}(z)$ a $M_{ky}(x)$ působící v podporách C1, C2, D1 a D2 jsem vypočetl na konci kapitoly (7.4.2.).

Výsledné hodnoty krouticího momentu $M_{ky}(z)$ jsem vynesl v tabulce 22.

Posouvající síla $T(z)$

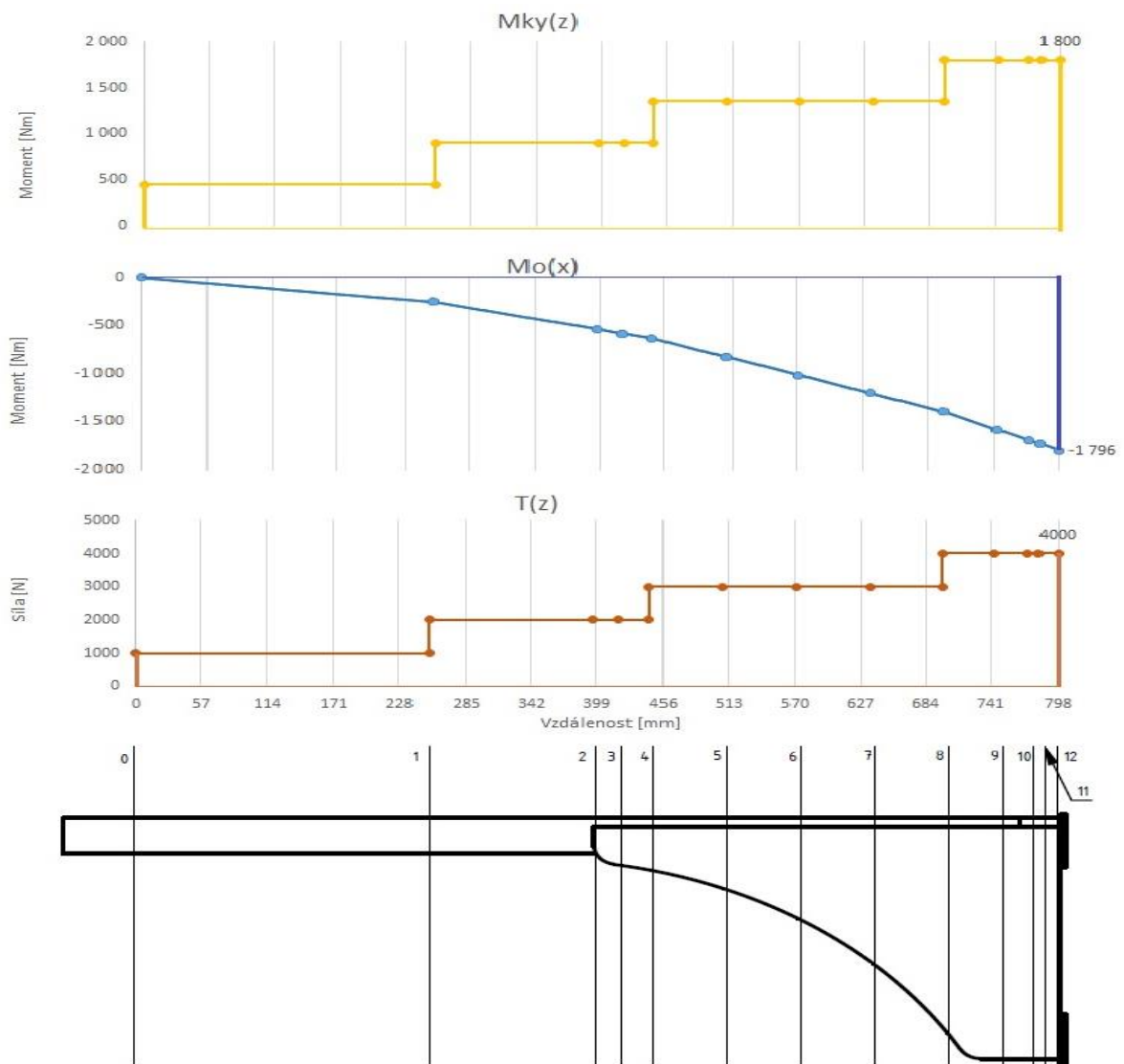
Posouvající síla $T(z)$ vzniká od sil $F_z/2$ v místě uchycení sedadla ke konzoli, viz obr. 48. Hodnoty posouvající síly jsem spočetl jako algebraický součet sil od řezu 0 k vyšetřovanému řezu. Hodnoty posouvající síly jsem vynesl v tabulce 22.

Tabulka 22 - Hodnoty momentů $M_o(x)$, $M_{ky}(z)$ a posouvající síly $T(z)$

řez [-]	y_{1i} [mm]	$M_o(x)$ [Nm]	$M_{ky}(z)$ [Nm]	$T(z)$ [N]
0	0	0	450	1000
1	254	- 254	900	2000
2	396	- 538	900	2000
3	418	- 582	900	2000

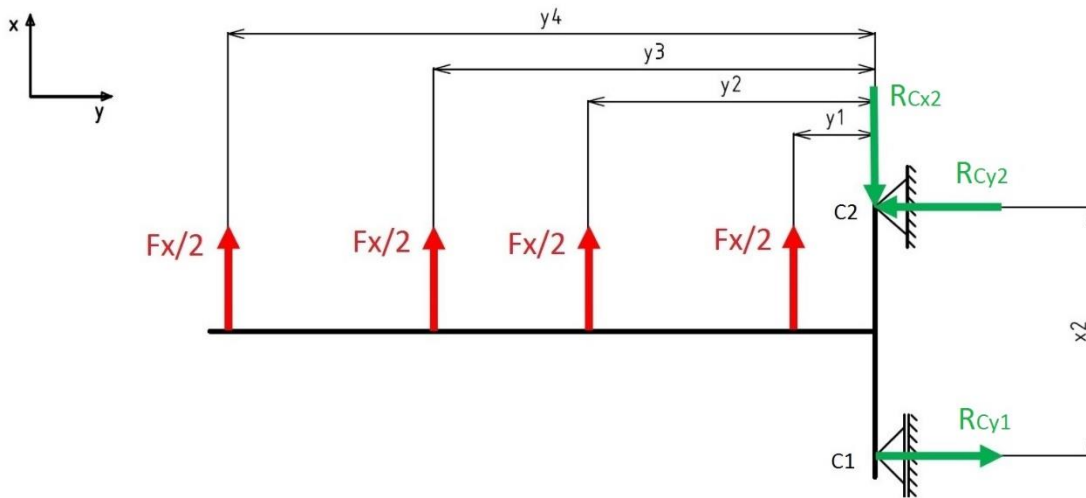
4	444	- 634	1 350	3000
5	507,5	- 825	1 350	3000
6	571	- 1 015	1 350	3000
7	634,5	- 1 206	1 350	3000
8	698	- 1 396	1 800	4000
9	744	- 1 580	1 800	4000
10	771	- 1 688	1 800	4000
11	781	- 1 728	1 800	4000
12	798	- 1 796	1 800	4000

Pro lepší představu jsem výše zmíněné namáhání vynesl v grafech nad konzoli, viz obr. 49.



Obrázek 49 - Průběh momentu $M_o(x)$, $M_{ky}(z)$ a posouvající síly $T(z)$

7.4.2.2. Rozbor sil v rovině x-y



Obrázek 50 - Zjednodušený model konzole v rovině x-y

U této úlohy jsem postupoval stejným způsobem jako u úlohy v rovině z-y. Zavedené síly $F_x/2$ jsou vektorový součet sil v daném místě.

Rovnice rovnováhy konzole v rovině x-y

$$\sum F_y: R_{Cy1(x,y)} - R_{Cy2(x,y)} = 0 \quad (95)$$

$$\sum F_x: \frac{4 \cdot F_x}{2} - R_{Cx2(x,y)} = 0 \quad (96)$$

$$\sum M_{C1}: -\frac{4 \cdot F_x}{2} \cdot (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) + R_{Cy2(x,y)} \cdot x_2 = 0 \quad (97)$$

Velikost reakce $R_{Cx2(x,y)}$ v rovině x-y

$$R_{Cx2(x,y)} = \frac{4 \cdot F_x}{2} = \frac{4 \cdot 1\,500}{2} = 750 \text{ N} \quad (98)$$

Velikost reakce $R_{Cy2(x,y)}$ v rovině x-y

$$R_{Cy2(x,y)} = \frac{\frac{F_x}{2} \cdot (y_1 + y_2 + y_3 + y_4)}{x_2} = \frac{750 \cdot (100 + 354 + 544 + 798)}{303} = 4\,420 \text{ N} \quad (99)$$

Velikost reakce $R_{Cy1(x,y)}$ v rovině x-y

$$R_{Cy1(x,y)} = R_{Cy2(x,y)} = 4\,402 \text{ N} \quad (100)$$

Spočtené reakce ze zjednodušeného modelu, viz obr. 50, jsem rovnoměrně rozložil stejně jako u předchozí úlohy do podpor C1, C2, D1 a D2, viz obr. 51, podle rovnic (101), (102) a (103).

Reakce konzole v podporách C1, C2, D1 a D2 v ose x

$$R_{C1x(x,y)} = R_{C2x(x,y)} = R_{D1x(x,y)} = R_{D2x(x,y)} = \frac{R_{Cx2(x,y)}}{4} = \frac{3\,000}{4} = 750 \text{ N} \quad (101)$$

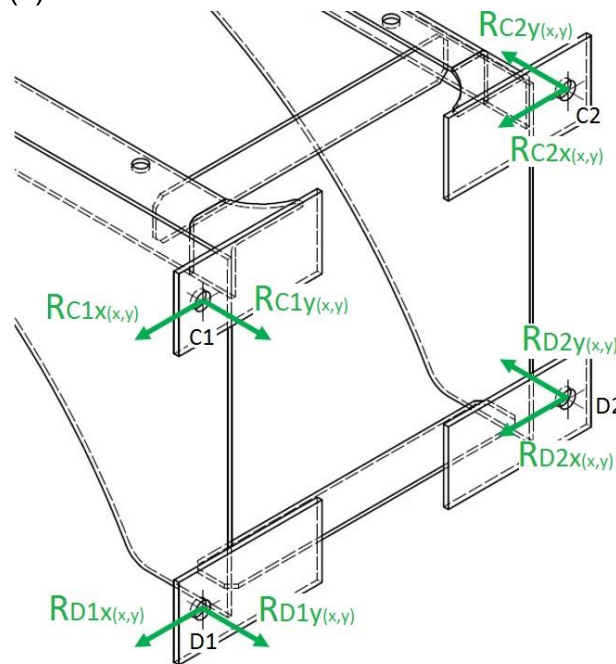
Reakce konzole v podporách C1 a D1 v ose y

$$R_{C1y(x,y)} = R_{D1y(x,y)} = \frac{R_{Cy1(x,y)}}{2} = \frac{4\,402}{2} = 2\,201\text{ N} \quad (102)$$

Reakce konzole v podporách C2 a D2 v ose y

$$R_{C2y(x,y)} = R_{D2y(x,y)} = \frac{R_{Cy2(x,y)}}{2} = \frac{4\,402}{2} = 2\,201\text{ N} \quad (103)$$

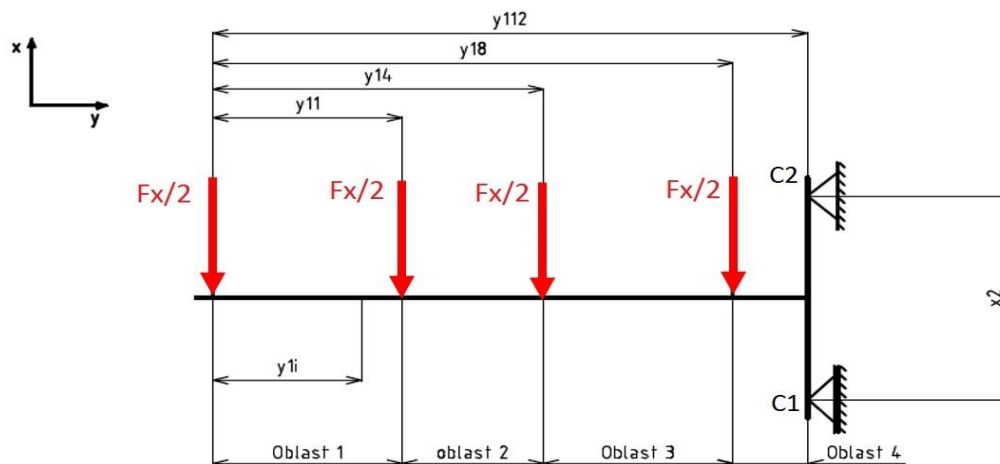
Z rozložených reakcí je patrné, že v podporách je zachycena posouvající síla $T(x)$ a ohybový moment $Mo(z)$.



Obrázek 51 - Reakce od sil v rovině x-y

Ohybový moment $Mo(z)$

Výpočet ohybového momentu $Mo(z)$ jsem provedl obdobným způsobem jako u ohybového momentu $Mo(x)$.



Obrázek 52 - Oblasti pro vyšetření ohybového momentu $Mo(z)$

Pro dané oblasti jsem sestavil rovnice pro výpočet ohybového momentu $M_o(z)$. Neznámá ve vzorcích y_{1i} je vzdálenost vyšetřovaných řezů.

Ohybový moment $M_o(z)$ v první oblasti

$$M_{o(z)} = \frac{F_x}{2} \cdot y_{1i} \quad (104)$$

Ohybový moment $M_o(z)$ v druhé oblasti

$$M_{o(z)} = \frac{F_x}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) \quad (105)$$

Ohybový moment $M_o(z)$ ve třetí oblasti

$$M_{o(z)} = \frac{F_x}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{14}) \quad (106)$$

Ohybový moment $M_o(z)$ ve čtvrté oblasti

$$M_{o(z)} = \frac{F_x}{2} \cdot y_{1i} + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{11}) + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{14}) + \frac{F_x}{2} \cdot (y_{1i} - y_{18}) \quad (107)$$

Výsledné hodnoty ohybového momentu $M_o(z)$ jsem vynesl do tabulky 23 společně s krouticím momentem $M_{ky}(x)$ a posouvající silou $T(x)$.

Krouticí moment $M_{ky}(x)$

Krouticí moment $M_{ky}(x)$ vzniká od působících sil F_{A1x} a F_{B1x} v místě úchytů sedadla s konzolí okolo centrální osy y celkového profilu konzole. Jelikož jsou síly $F_{A1x}=F_{A2x}=F_{B1x}=F_{B1x}$ stejné, velikost $M_{ky}(x)$ se bude měnit pouze v závislosti na poloze centrální osy y . Krouticí moment v přechodu do další oblasti narůstá o hodnotu krouticího momentu v daném přechodu.

Krouticí moment $M_{ky}(x)$ v první oblasti

$$M_{ky(x)1} = (F_{A1x} + F_{B1x}) \cdot Z_{Th0} = (375 + 375) \cdot 12,9 = 9\,765 \text{ [Nmm]} \quad (108)$$

Krouticí moment $M_{ky}(x)$ v druhé oblasti

$$\begin{aligned} M_{ky(x)2} &= M_{ky(x)1} + (F_{A1x} + F_{B1x}) \cdot Z_{Th1} = 9\,765 + (375 + 375) \cdot 12,9 \\ &= 19\,350 \text{ [Nmm]} \end{aligned} \quad (109)$$

Krouticí moment $M_{ky}(x)$ ve třetí oblasti

$$\begin{aligned} M_{ky(x)3} &= M_{ky(x)2} + (F_{A1x} + F_{B1x}) \cdot Z_{Th4} = 19\,350 + (375 + 375) \cdot 22,25 \\ &= 36\,037,5 \text{ [Nmm]} \end{aligned} \quad (110)$$

Krouticí moment $M_{ky}(x)$ ve čtvrté oblasti

$$\begin{aligned} M_{ky(x)4} &= M_{ky(x)3} + (F_{A1x} + F_{B1x}) \cdot Z_{Th8} \\ &= 36\,037,5 + (375 + 375) \cdot 101,43 = 112\,110 \text{ [Nmm]} \end{aligned} \quad (111)$$

Síly působící od krouticího momentu $M_{ky}(x)$ a $M_{ky}(z)$ v podporách C1, C2, D1 a D2 jsem vypočetl na konci kapitoly (7.4.2.).

Výsledné hodnoty krouticího momentu $M_{ky}(x)$ jsem vynesl v tabulce 23.

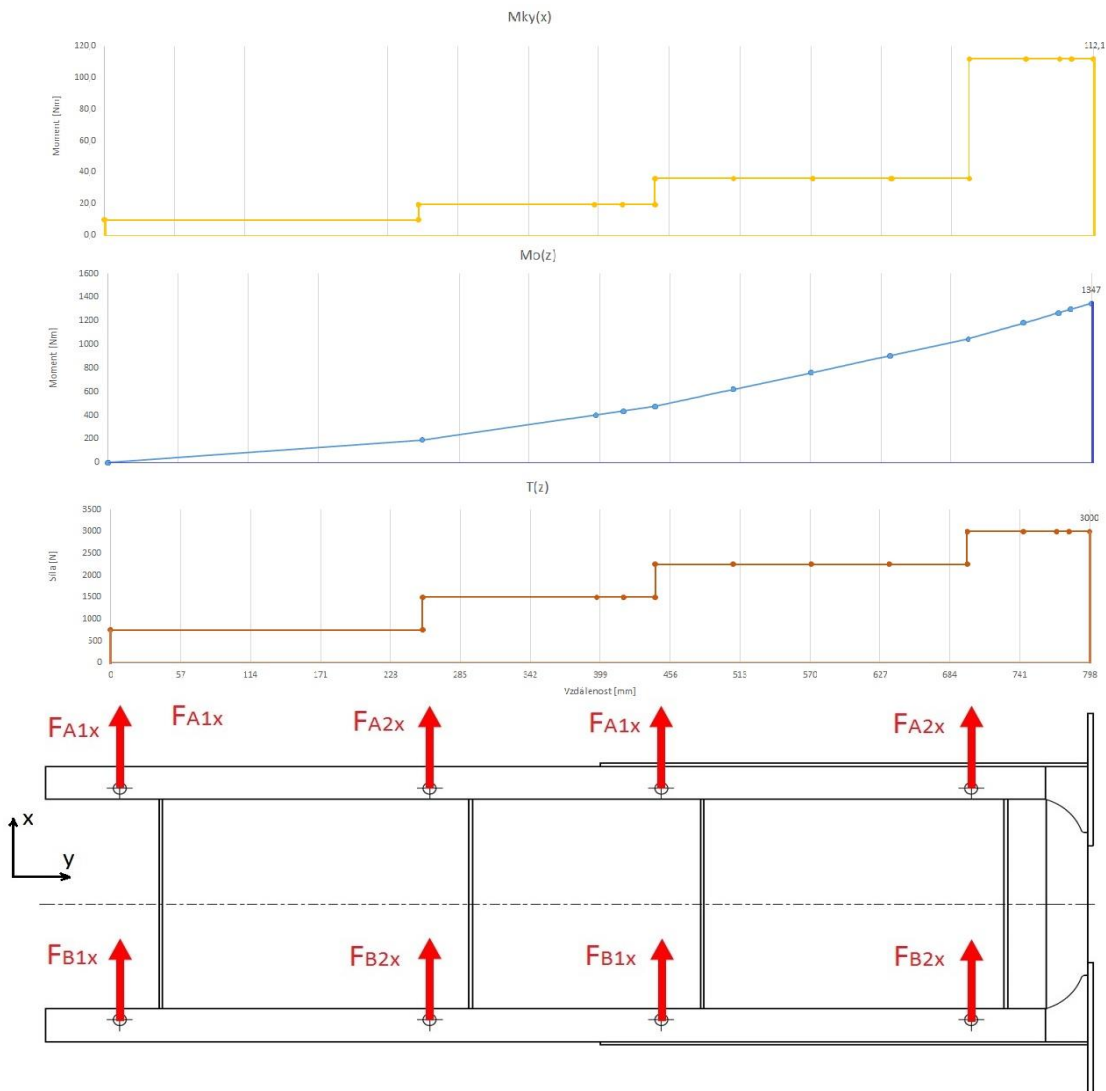
Posouvající síla $T(z)$

Posouvající síla $T(x)$ vzniká od sil $F_x/2$ v místě uchycení sedadla ke konzoli, viz obr. 52. Hodnoty posouvající síly jsem spočetl jako algebraický součet sil od řezu 0 k vyšetřovanému řezu. Hodnoty posouvající síly jsem vynesl v tabulce 23.

Tabulka 23 - Hodnoty momentů $M_o(z)$, $M_{ky}(x)$ a posouvající síly $T(x)$

řez [-]	y_{1i} [mm]	$M_o(z)$ [Nm]	$M_{ky}(x)$ [Nm]	$T(x)$ [N]
0	0	0	9,7	750
1	254	190,5	19,4	1500
2	396	403,5	19,4	1500
3	418	436,5	19,4	1500
4	444	475,5	36,0	2250
5	507,5	618,375	36,0	2250
6	571	761,25	36,0	2250
7	634,5	904,125	36,0	2250
8	698	1047	112,1	3000
9	744	1185	112,1	3000
10	771	1266	112,1	3000
11	781	1296	112,1	3000
12	798	1347	112,1	3000

Hodnoty od namáhání konzole jsem vynesl graficky nad konzolí, viz obr. 53.



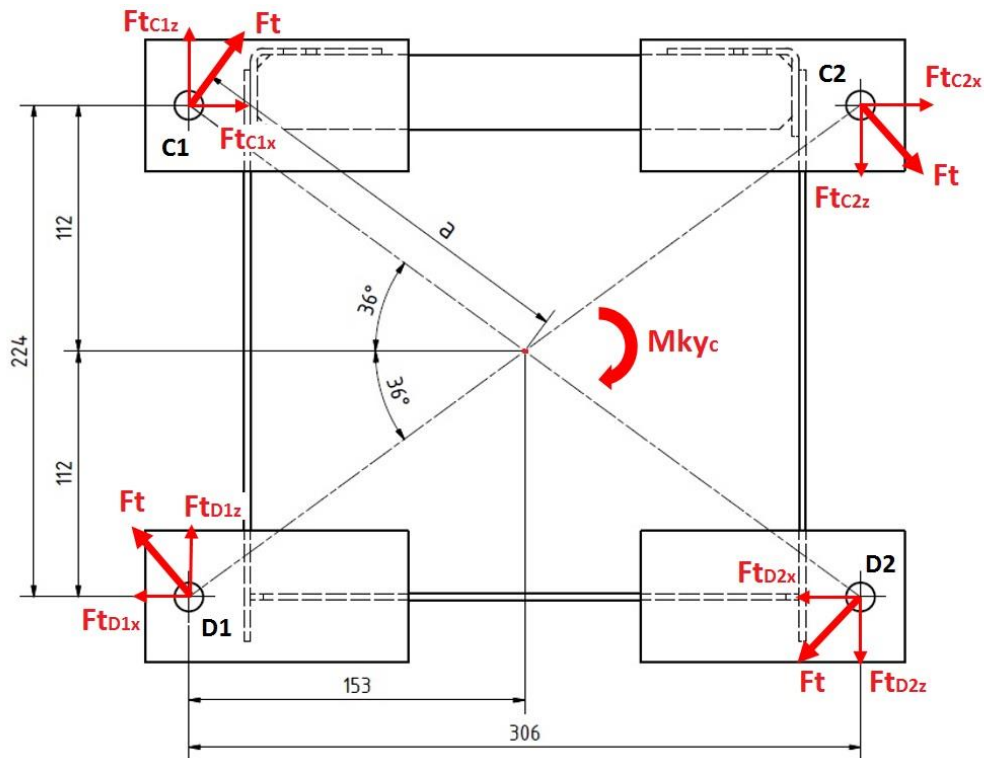
Obrázek 53 - Průběh momentu $M_o(z)$, $M_{ky}(x)$ a posouvající síly $T(x)$

Síly působící od krouticího momentu $M_{ky}(x)$ a $M_{ky}(z)$ v podporách C1, C2, D1 a D2

Pro zjištění sil působících v podporách C1, C2, D1 a D2 jsem si nejdříve spočetl celkový krouticí moment, jako součet momentů $M_{ky}(x)$ a $M_{ky}(z)$ (112), působící na konzoli v místě uchycení do bočnice okolo těžiště celkového profilu. Při takto zavedeném momentu, vznikne staticky neurčitá úloha, která je pro analytický výpočet složitá. Proto jsem celkový krouticí moment zavedl v bodě protnutí úhlopříček, které spojují body C1, D2 a D1, C2. Poté jsem výsledný moment rovnoměrně rozdělil mezi podpory (113), viz obr. 54.

Součet momentu $M_{ky}(x)$ a $M_{ky}(z)$

$$M_{ky_c} = M_{ky(x)} + M_{ky(z)} = 1\,800 + 121,1 = 1\,921 \text{ [Nm]} \quad (112)$$



Obrázek 54 - Rozložení momentu do podpor C1, C2, D1 a D2

Síla F_t

$$F_t = \frac{M_{ky_c}}{4 \cdot a} = \frac{1\,921 \cdot 1\,000}{4 \cdot \sqrt{153^2 + 112^2}} = 1\,927,76 \text{ [N]} \quad (113)$$

Po vypočtení sil F_t jsem síly v jednotlivých podporách rozdělil do os z a x , viz obr. 54. Ukázkou postupu rozložení jsem provedl pro podporu C1.

Síly od M_{ky_c} v podpoře C1

$$F_{tc1_x} = \cos 36,2^\circ \cdot F_t = \cos 36,2^\circ \cdot 1\,927,76 = 1\,138,68 \text{ [N]} \quad (114)$$

$$F_{tc1_z} = \sin 36,2^\circ \cdot F_t = \sin 36,2^\circ \cdot 1\,927,76 = 1\,155,52 \text{ [N]} \quad (115)$$

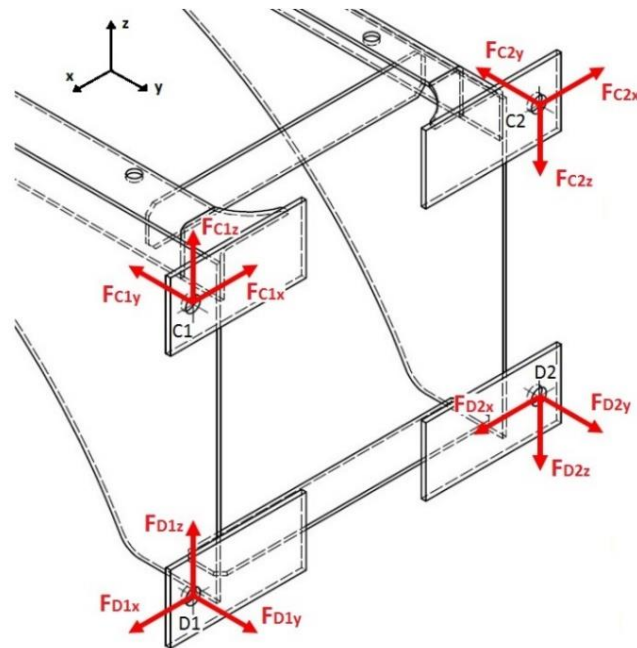
Rozložení sil ve zbylých podporách jsem uvedl v tabulce 24.

Tabulka 24 - Síly v podporách od M_{ky_c}

Podpora	C1	C2	D1	D2
F_{tz} [N]	1 555,52	-1 555,52	1 555,52	-1 555,52
F_{tx} [N]	1 138,68	1 138,68	-1 138,68	-1 138,68

7.4.2.3. Zhodnocení sil působících v podporách C1, C2, D1 a D2

V této kapitole jsem provedl zhodnocení sil působících v podporách uchycení konzole do bočnice. Výsledné síly působící v jednotlivých podporách jsem spočetl jako součet sil v daných směrech. Reakce spočítané v kapitole 7.4.2.1. a 7.4.2.2. jsem zavedl do podpor s opačným směrem působení jako síly společně se silami vzniklými od kroutícího momentu. Výsledné síly působící v podporách jsem znázornil na obrázku 55.



Obrázek 55 - Síly působící v místech uchycení konzole do bočnice

Hodnoty sil působících v místech uchycení konzole do bočnice jsem uvedl v tabulce 25. Tyto síly nám zobrazují, jak jsou namáhány šrouby v jednotlivých podporách. Podle těchto sil, jsem navrhl šroubové spojení v kapitole 7.7.

Tabulka 25 - Velikosti sil působících v místech uchycení konzole do bočnice

Podpora	C1	C2	D1	D2
F _x [N]	2 239	2 239	-739	-739
F _y [N]	-18 237	-13 835	13 835	18 237
F _z [N]	1 034	-3 034	1 034	-3 034

7.5. Pevnostní výpočet

Podle rozboru sil, je patrné, že konzole je namáhána ve dvou rovinách. To znamená, že se jedná o kombinované namáhání. Pevnostní výpočet konzole jsem provedl tak, že jsem v obou rovinách, v místech řezů, spočetl napětí v ohybu a krutu. Poté jsem spočetl redukované napětí podle hypotézy τ_{max} a porovnal s napětím zvoleného materiálu v místech řezu.

Jako materiál konzole jsem si zvolil konstrukční ocel značenou S345 podle ČSN 11 600, kde mez kluzu má hodnotu $\sigma_k = 325 \text{ N.mm}^{-2}$.

Napětí v ohybu v rovině z-y

Neznámá ve vzorci $M_{o(z,y)}$ je ohybový moment v kontrolovaném místě a $W_{o(x,y)}$ je modul průřezu v ohybu v kontrolovaném místě.

$$\sigma_{o(z,y)} = \frac{M_{o(z,y)}}{W_{o(x,y)}} \quad (116)$$

Napětí v ohybu v rovině x-y

Neznámá ve vzorci $M_{o(x,y)}$ je ohybový moment v kontrolovaném místě a $W_{o(z,x)}$ je modul průřezu v ohybu v kontrolovaném místě.

$$\sigma_{o(x,y)} = \frac{M_{o(x,y)}}{W_{o(z,x)}} \quad (117)$$

Celkové napětí v ohybu

Celkové napětí v ohybu jsem spočetl jako vektorový součet napětí v ohybu v rovině x-y a z-y v kontrolovaném místě.

$$\sigma_{oc} = \sqrt{\sigma_{o(z,y)}^2 + \sigma_{o(x,y)}^2} \quad (118)$$

Napětí v krutu

Neznámá ve vzorci M_{ki} je celkový kroučící moment v kontrolovaném místě a W_{ki} je modul průřezu v krutu v kontrolovaném místě.

$$\tau_k = \frac{M_{kyc}}{W_k} \quad (119)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redi} = \sqrt{\sigma_{oc}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_k^2} \quad (120)$$

Pro hypotézu τ_{max} je koeficient $\alpha = 2$.

Bezpečnost k mezi kluzu

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (121)$$

Hodnoty napětí a bezpečností v místech řezu jsem vynesl v tabulce 26. Hodnoty napětí v tabulce jsou uvedeny v $N.mm^{-2}$.

Tabulka 26 - Hodnoty ohybového napětí, kroučícího napětí a bezpečnosti

řez [-]	$\sigma_{o(z,y)}$	$\sigma_{o(x,y)}$	σ_{oc}	τ_k	σ_{red}	k
0	0	0	0	10,8	21,5	15,1
1	51,3	4,4	51,5	21,5	67,1	4,8
2	91,7	6,1	91,9	14,1	96,1	3,4
3	73,9	5,8	74,1	12,5	78,2	4,2
4	69,6	6,0	69,8	17,9	78,5	4,1
5	54,3	6,5	54,7	15,1	62,5	5,2
6	36,2	6,3	36,8	12,2	44,1	7,4
7	22,9	5,7	23,6	9,5	30,3	10,7
8	13,8	4,8	14,6	9,6	24,1	13,5
9	13,0	5,0	14	8,7	22,3	14,6
10	13,1	5,2	14,1	8,7	22,4	14,5

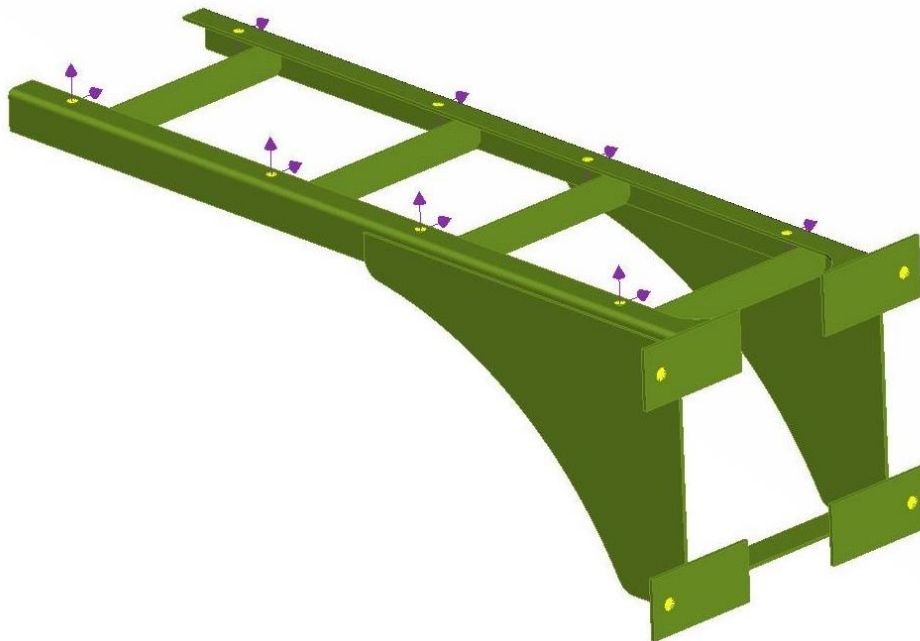
11	12,8	5,3	13,8	8,7	22,2	14,6
12	12,4	5,4	13,5	8,7	22	14,8

Z tabulky 26 je patrné, podle bezpečnosti, že zvolený materiál je vyhovující s nejnižší bezpečností $k = 3,4$.

7.6. Kontrola metodou MKP

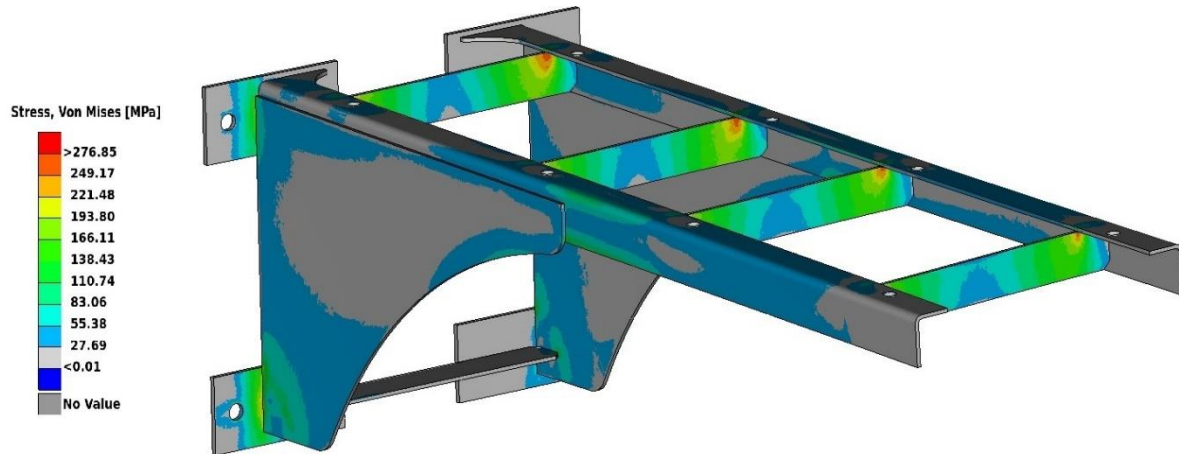
Pro kontrolu analytického výpočtu konstrukce konzole jsem použil metodu konečných prvků, dále jen MKP. Nejprve jsem vymodeloval zjednodušený model, který je zjednodušený o detaily jako je například zaoblení nebo svary, které by zvyšovaly složitost sítě. Díky tomuto zjednodušení nebude výpočet tolik přesný. Tento model jsem následně vysíťoval, viz obr. 56.

Na konzoli jsem následně zavedl vypočtené síly, viz obr. 45. Tyto síly jsou definovány jako reakce od připevněných sedadel. Rozbor těchto sil jsem provedl v kapitole 7.4. Síly jsem zavedl na plochu nosných plechů do otvorů pro uchycení sedadla, viz obr. 56. Výhodou programu je, že umí sílu zavést na střed otvoru a poté sílu automaticky rozdělí na skutečné plochy. Uchycení konzoly jsem definoval v místě úchytů do bočnice a ve všech osách zavedl nulový posuv.



Obrázek 56 - Vysíťovaný model konzoly se zavedením sil

Vypočítané napětí z programu jsem vynesl na obrázku 57 se stupnicí rozsahu napětí $0-276 \text{ N.mm}^{-2}$. Z výsledného napětí v konzoli je patrné, že největší napětí vzniká v místech spojení nosníků s příčnými plechy. Toto napětí dosahuje okolo 260 N.mm^{-2} . Podle analytického výpočtu vychází největší napětí v místě napojení tvarového plechu a zároveň nosného plechu na nosný profil tvaru L. Napětí v tomto místě vychází $94,3 \text{ N.mm}^{-2}$. Podle metody MKP je pak hodnota přibližně stejná, a to 125 N.mm^{-2} .



Obrázek 57 - Výsledné napětí v konzole z MKP

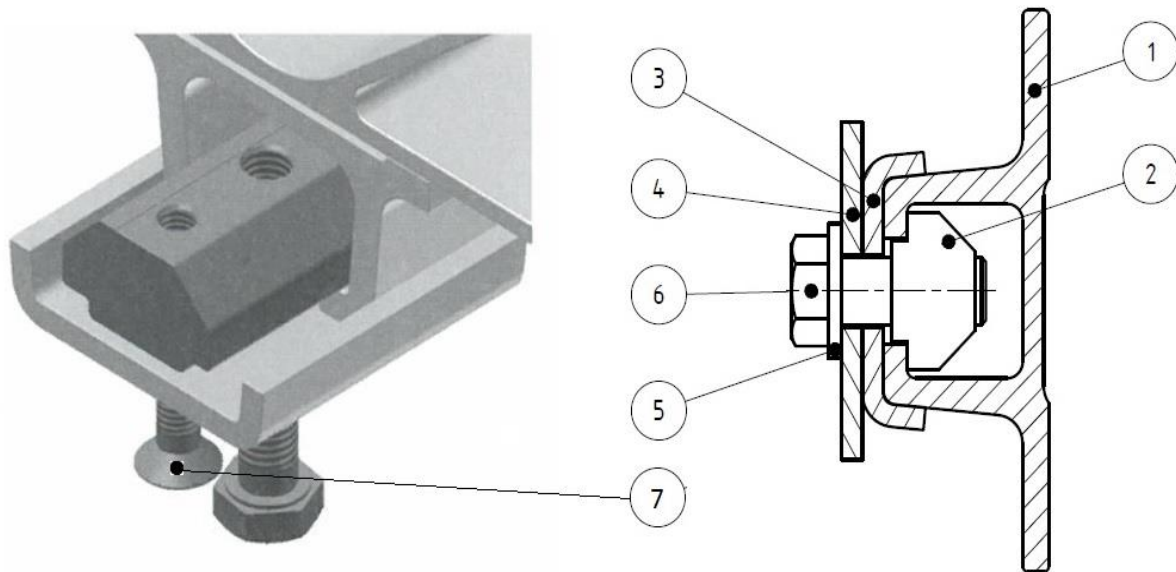
Z výpočtového modelu metodou MKP je patrné, že analytický výpočet neodpovídá skutečnému stavu zatížení a udává nám pouze přibližné hodnoty napětí. Některá místa pak nedokáže vůbec vyšetřit. Proto jsem použil kontrolu metodou konečných prvků. Pro lepší rozložení napětí v místě spojení příčných plechů s nosným profilem by bylo možné použít silnější plech nebo profilovanou trubku. Dále pak v místě spojení konzole s přírubami pro uchycení do bočnice je možné použít žebra pro vyztužení.

7.7. Výpočet šroubového spoje

V této kapitole jsem popsal a navrhl šroubový spoj pro uchycení konzole do bočnice hrubé stavby. Síly zatěžující šroubový spoj jsem vypočetl výše v kapitole 7.4.

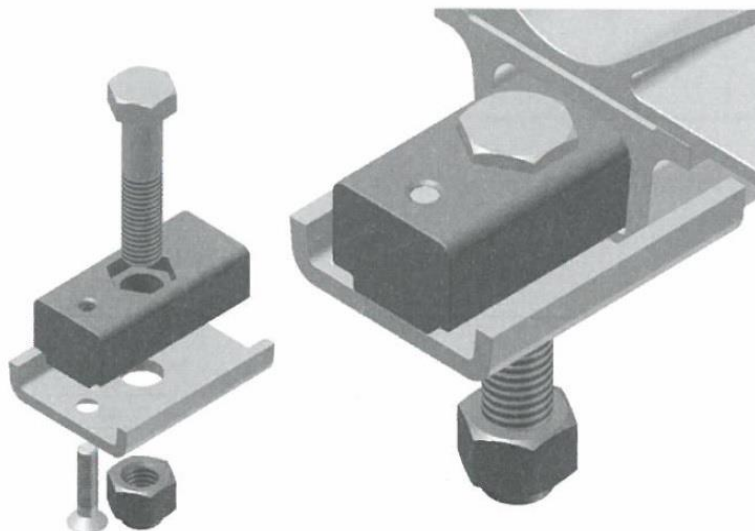
7.7.1. Výpočet šroubového spoje konzole – bočnice

Uchycení sedáku do bočnice hrubé stavby se u tramvajových vozidel provádí dvěma způsoby šroubových spojů. U prvního způsobu, viz obr. 58, jde o přichycení příruby sedáku (4) pomocí šroubu (6) do C drážky (1), která je součástí diferenciální hrubé stavby tramvaje. V C drážce je umístěna matice, nebo-li kámen (2). Tento kámen má tvar přizpůsobený tak, aby se nechal vložit do C drážky v jakémkoliv místě. Jelikož má C drážka vysunutý tvar, je ve šroubovém spoji pojistná podložka (3), která brání rozevření C drážky a je ke kamenu připevněna šroubem (7). Všechny části šroubového spoje, kromě příruby uchycení sedáku, jsou normované.



Obrázek 58 - První způsob šroubového spoje

Druhý způsob uchycení, viz obr. 59, je obdobný jako u prvního způsobu. Rozdíl je v tom, že kamen neslouží jako matice, ale pouzdro pro šroub. V tomto případě má kamen větší výšku a musí být vsunut se šroubem do C dřežky, než se připevnění do hrubé stavby. Zajištění šroubového spoje je pomocí standardizované matice.



Obrázek 59 - Druhý způsob šroubového spoje

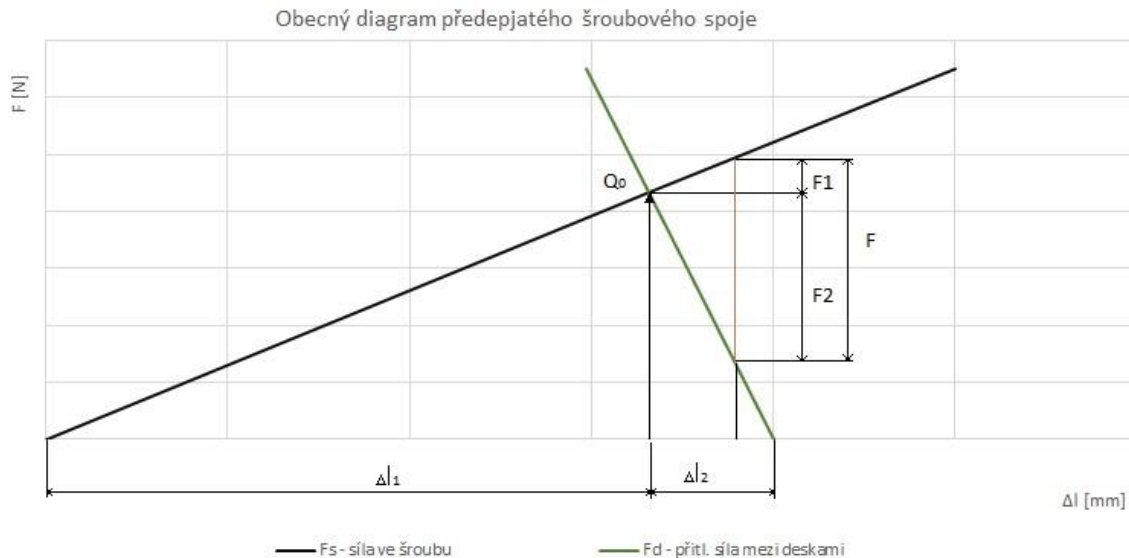
Pro připevnění mého návrhu konzole k bočnici jsem použil první způsob šroubového spoje. Síly, které působí na šroubové spoje, viz obr. 55, jsem uvedl v tabulce 25. Z tabulky je patrné, že šroubový spoj je namáhán osovou silou F_y a smykovou silou, která má hodnotu vektorového součtu sil F_x a F_z . Hodnoty sil působící na šrouby jsem uvedl v tabulce 27. Z tabulky je patrné že osově síly mají kladný směr působení, to znamená, že odlehčují šroub a záporný směr působení, to znamená, že šroub přitěžují.

Tabulka 27 - Síly ve šroubových spojích konzole-bočnice

Šroub	C1	C2	D1	D2
Osová síla [N]	-18 237	-13 835	13 835	18 237
Smyková síla [N]	2 467	3 771	1 271	3 123

Pro zachycení smykové síly působící na šroub jsem zvolil předpětí ve šroubovém spoji, aby nedošlo k posunutí sedáku. Z tabulky 27 je patrné, že nejvíce namáhaný šroubový spoj je C1 osovou silou a C2 smykovou silou. Na tyto síly budu navrhovat předepjatý šroubový spoj.

Pro začátek jsem popsal obecný diagram předepjatého šroubového spoje, viz obr. 60, a popsal z jakých složek se skládá. Šroubový spoj je předepjat osovou silou Q_0 . Když zatížíme předepjatý šroubový spoj silou F , dojde k přitížení šroubu, ale zároveň k odlehčení desek. Síla F se pak rozdělí na sílu F_1 , která přitěžuje šroub a sílu F_2 , která způsobí odlehčení desek. Velikost sil F_1 a F_2 určuje poměr tuhostí šroubu a desek.



Obrázek 60 - Obecný diagram předepjatého šroubového spoje

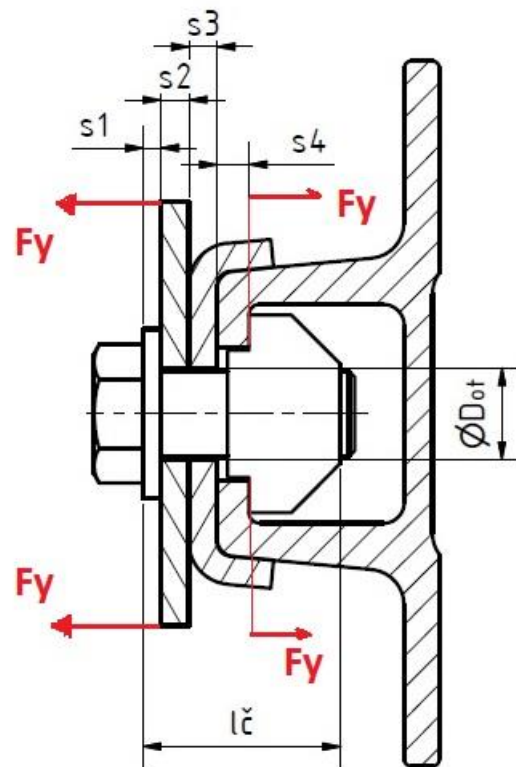
Rozměry desek a šroubu pro výpočet šroubového spoje jsem uvedl v tabulce 28. Rozměry C drážky a kamene jsem použil z katalogu Nostra [1]. Pro výpočet volím předběžně šroub M12x1,25 – 30.

Tabulka 28 - Hodnoty pro výpočet šroubového spoje

Tloušťka podložky pod šroub	$s_1 =$	2,5	mm
Tloušťka příruby	$s_2 =$	4	mm
Tloušťka pojistné podložky	$s_3 =$	4	mm
Tloušťka stěny C drážky	$s_4 =$	4,5	mm
Modul pružnosti v tahu pro ocel	$E_o =$	210 000	MPa
Modul pružnosti v tahu pro hliník	$E_h =$	70 000	MPa
Délka dřívku šroubu	$l_1 =$	4	mm
Délka funkčního závitu	$l_2 =$	24	mm

Délka kamene	$l_k =$	60	mm
Šířka kontaktní plochy kamene	$b_k =$	8,2	mm
Výška kamene	$h_k =$	16	mm
Délka spojených částí	$l_{\check{c}} =$	28	mm
Průměr jádra šroubu	$d_3 =$	10,466	mm
Průměr dřívku šroubu	$d =$	12	mm
Průměr díry pro šroub	$D_{ot} =$	13	mm
Vnější průměr podložky pod šroub	$D_2 =$	24	mm
Součinitel tření ocel/ocel	$f_t =$	0,18	

Pro výpočet předepjatého šroubového spoje jsem určil podle zatížení od sedáku, které části šroubového spoje jsou přitěžovány a které odlehčovány, viz obr. 61. Dále jsem spočetl konstantu tuhosti šroubu a jednotlivých desek. Poté jsem spočetl celkovou konstantu tuhosti přitěžovaných částí a odlehčovaných částí.



Obrázek 61 - Rozměry předepjatého šroubového spoje

Podle obrázku 61 je patrné, že přitěžované části jsou šroub a podložka pod šroub, pro které jsem spočetl celkovou konstantu tuhosti C_{t1} . Odlehčované části jsou potom příruba sedáku, pojistná podložka a C drážka, pro které jsem spočetl celkovou konstantu tuhosti C_{t2} . Celkové konstanty tuhosti jsem spočetl podle vztahu (125). Tuhost šroubu jsem spočetl podle vztahu (122). Jednotlivé tuhosti jsem uvedl v tabulce 29.

Tuhost šroubu

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_0} \cdot \left(\frac{l_1}{S_2} + \frac{l_2}{S_3} \right) \quad (122)$$

Kde E_0 modul pružnosti v tahu oceli, l_1 je délka dřívku šroubu, l_2 je délka závitu šroubu bez přesahu za maticí, S_2 plocha dřívku šroubu a S_3 je plocha jádra šroubu.

Tuhosti jednotlivých desek jsem spočetl na základě představy o náhradní trubce, kde vnitřní průměr trubky je roven průměru D_{ot} a vnější průměr trubky je $D_1 = (2 \text{ až } 2,5) \cdot D_{ot}$. Jednotlivé tuhosti jsem spočetl podle vztahu (123), kde c_i je konstanta tuhosti desky, E_i je modul pružnosti v tahu daného materiálu, S_i je kontaktní plocha a s_i je tloušťka desky.

Tuhost jednotlivých desek

$$c_i = \frac{E_i \cdot S_i}{s_i} = [N \cdot mm^{-1}] \quad (123)$$

Kontaktní plocha desek

Kontaktní plochu všech desek uvažuji podle plochy nejmenší desky, a to podložky pod šroub. Vnější průměr podložky je v požadovaném rozpětí náhradní trubky.

$$S_i = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_{ot}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (24^2 - 13^2) \doteq 320 [mm^2] \quad (124)$$

Celková konstanta tuhosti

$$\frac{1}{c_c} = \sum \frac{1}{c_i} = [N \cdot mm^{-1}] \quad (125)$$

Tabulka 29 - Tuhosti jednotlivých desek a celkové tuhosti

Tuhost šroubu	$c_s =$	667 861	$N \cdot mm^{-1}$
Tuhost podložky pod šroub	$c_1 =$	26 880 000	$N \cdot mm^{-1}$
Tuhost příruby	$c_2 =$	16 800 000	$N \cdot mm^{-1}$
Tuhost pojistné podložky	$c_3 =$	16 800 000	$N \cdot mm^{-1}$
Tuhost C drážky	$c_4 =$	5 048 889	$N \cdot mm^{-1}$
Celková tuhost přitěžovaných částí	$C_{t1} =$	651 670	$N \cdot mm^{-1}$
Celková tuhost odlehčovaných částí	$C_{t2} =$	3 153 470	$N \cdot mm^{-1}$

Nyní už máme hodnoty potřebné pro výpočet sil v předepjatém šroubovém spoji. Nejprve jsem si zjistil minimální přítláčnou sílu mezi deskami Q_{min} , která musí udržet maximální smykovou sílu F_{TC2} i při odlehčení desek, aby nedošlo k posunutí sedáku.

Minimální hodnota síly mezi deskami

$$Q_{min} = \frac{F_{TC2}}{f_t} = \frac{3\,771}{0,18} = 20\,950 [N] \quad (126)$$

Dále jsem spočetl pomocné síly F_1 a F_2 podle vztahů (127) a (128), protože znám celkové tuhosti Ct_1 , Ct_2 a osovou sílu F_{oc1} , která přitěžuje šroubový spoj a odlehčuje desky.

Velikost síly F_1 a F_2

$$F_1 = \frac{Ct_1}{Ct_1 + Ct_2} \cdot F_{oc1} = \frac{651\,670}{651\,670 + 3\,153\,470} \cdot 18\,237 = 3\,214 \text{ [N]} \quad (127)$$

$$F_2 = \frac{Ct_2}{Ct_1 + Ct_2} \cdot F_{oc1} = \frac{3\,153\,470}{651\,670 + 3\,153\,470} \cdot 18\,237 = 15\,114 \text{ [N]} \quad (128)$$

Z výše vypočtených sil můžu určit minimální předpětí šroubového spoje (129)

Minimální předpětí šroubového spoje

$$Q_{omin} = Q_{min} + F_2 = 20\,950 + 15\,114 = 36\,064 \text{ [N]} \quad (129)$$

V této fázi výpočtu si mohu spočítat předpětí šroubového spoje, kde si volím bezpečnost $k = 1,2$.

Předpětí šroubového spoje

$$Q_0 = Q_{omin} \cdot k = 36\,064 \cdot 1,2 = 43\,277 \text{ [N]} \quad (130)$$

Pro kontrolu výpočtu jsem si spočetl maximální sílu ve šroubu z vypočteného předpětí ve šroubovém spoji.

Maximální síla ve šroubu

$$F_{maxš} = Q_0 + F_1 = 43\,277 + 3\,124 = 46\,401 \text{ [N]} \quad (131)$$

Nyní jsem si spočetl průměr jádra šroubu (132) z maximální síly ve šroubu. Pro šroub volím pevnostní třídu 8.8, kde mez kluzu má hodnotu $\sigma_{Kt} = 630 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Pro výpočet jsem si zvolil bezpečnost 1,1.

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \geq \frac{F_{maxš} \cdot k}{\sigma_{Kt}} \quad (132)$$
$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{maxš} \cdot k}{\sigma_{Kt} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 46\,401 \cdot 1,1}{630 \cdot \pi}} = 10,156 \text{ mm}$$

Z rovnice (132) je patrné, že průměr jádra šroubu vyšel 10,156 mm. Zvolený šroub M12x1,25 má průměr $d_3 = 10,466 \text{ mm}$. To znamená, že šroub byl zvolen správně. Pro sestavení diagramu předepjatého šroubového spoje pro uchycení sedáku k bočnici, je potřeba vypočítat prodloužení přitěžovaných částí podle vztahu (133) a stlačení odlehčovaných částí podle vztahu (134). Poté jsem diagram vynesl na obrázku 62.

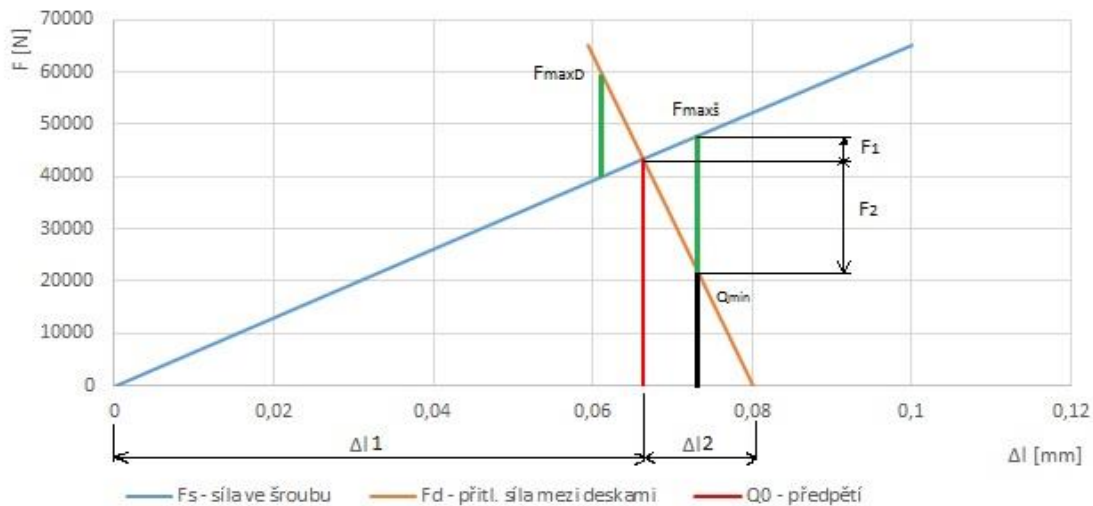
Prodloužení přitěžovaných částí

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C1t} = \frac{43\,277}{651\,670} = 0,0664 \text{ [mm]} \quad (133)$$

Stlačení odlehčovaných částí

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C2t} = \frac{43\,277}{3\,153\,470} = 0,0137 \text{ [mm]} \quad (134)$$

Diagram předepjatého šroubového spoje sedák - bočnice



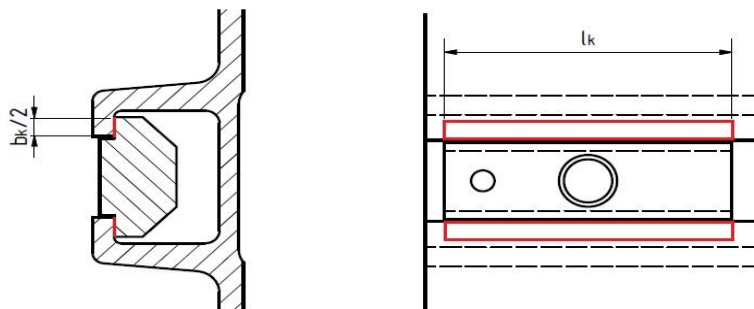
Obrázek 62 - Diagram předepjatého šroubového spoje konzole – bočnice

Dále jsem provedl kontrolu otláčení C drážky, jelikož je z měkčího materiálu, než zbylé desky. Materiál C drážky je hliník. Pro kontrolu je potřeba nejdříve zjistit maximální sílu, která přitěžuje desky. Jelikož je velikost síly přitěžující desky stejná jako síla přitěžující šroub, je pomocná síla F_{2d} stejná jako F_2 . Maximální sílu na desky jsem potom spočetl podle vztahu (135).

Maximální síla na desky

$$F_{maxD} = Q_0 + F_{2d} = 43\,277 + 15\,144 = 58\,421 \text{ [N]} \quad (135)$$

Pro výpočet otláčení jsem uvažoval velikost kontaktní plochy C drážky stejnou jako velikost kontaktní plochy kamene, viz obr. 63. Maximální dovolený tlak pro hliník je $p_d = 180 \text{ MPa}$.



Obrázek 63 - Kontaktní plocha C-drážky a kamene

Tlak v kontaktní ploše

$$p = \frac{F_{maxd}}{S_k} = \frac{58\,421}{(8,2 \cdot 60)} = 118,74 \text{ [MPa]} \quad (135)$$

Bezpečnost proti otláčení

$$k_{ot} = \frac{p_d}{p} = \frac{180}{118,74} = 1,516 [-] \quad (136)$$

Výsledek takto zjednodušeného výpočtu nemusí být zcela přesný, protože jsem uvažoval určitá zjednodušení. Pro přesnější výsledek by bylo potřeba použít metodu MKP.

8. Výkresy sestav

Výkresy sestav jedno sedáku a dvoj sedáku jsem vytvořil pomocí programu autodesk Inventor a Autocad. Kusovník je vytvořený v sestavném výkresu. Výkresy jsem označil DP2019-01 [III] a DP2019-02 [IV] a ve vytištěné formě vložil do desek na konci své práce.

9. Závěr

V diplomové práci jsem navrhl pro nízkopodlažní tramvaj konstrukci konzole pod dvoj sedák, která se nechá vhodnou úpravou předělat na jedno sedák. Jako inspirace při návrhu mi pomohla vytvořená rešerše. V další fázi jsem provedl hmotnostní bilanci konceptu tramvaje, kde jsem zjistil, jaké má rozmístění sedadel vliv na nápravová zatížení. Hlavním cílem pak bylo provést pevnostní výpočet zvolené konzole. Pevnostní výpočet jsem provedl analyticky na základě zjištěných zatížení, která namáhají konzoli. Z výsledků pevnostního výpočtu je patrné, že konstrukce pro zvolený materiál 11 600, vyhovuje s bezpečností $k = 3,4$ v místě největšího napětí. Jako kontrolu analytického výpočtu jsem zvolil metodu MKP, pro zjednodušený model konzole. Zde se projevil značný rozdíl mezi analytickým výpočtem. Zde napětí dosahují hodnot okolo $260 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, což je pořád v dovoleném napětí zvoleného materiálu. Metodu MKP jsem provedl se základní znalostí programu, pro lepší výsledky by bylo potřeba provést podrobnější výpočet. Dále jsem pak navrhl šroubový spoj konzole – bočnice, jehož velikost je M12x1,25 -30.

V dílčích kapitolách jsem vypracoval všechny body zadání, kromě výpočtu svarových spojů. Tuto problematiku by bylo potřeba provést podrobněji na nezjednodušeném modelu konzole, kde by byly zahrnuty svary.

10. Seznam použité literatury

- [1] Škoda Transportation
- [2] KOLÁŘ, Josef, 2018. Příslušenství kolejových vozidel. Nezveřejněné přednášky z ČVUT.
- [3] SKYSCRAPERCITY [online]. Dostupné na: <https://www.skyscrapercity.com>
- [4] ČSN 28 1300. Tramvajová vozidla – Technické požadavky a zkoušky. Český normalizační institut 1998.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra. Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., upravené vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [6] Pražské tramvaje. Jak se rodí Škodovky II. [online]. Dostupné na: <http://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cisloclanku=2007091901>
- [7] Batia Infopace, 2001. [online]. Dostupné z: <http://batia.infopace.net/ecombinobudapest.htm>
- [8] RailNews, 2017. De Lijn CAF. [online]. Dostupné na: <https://www.globalrailnews.com/2017/06/14/de-lijn-confirms-caf-to-supply-new-trams/>
- [9] Polášek, Michal, 2018. Nová tramvaj Stadler pro Ostravu. [online]. Dostupné na: <https://ostrava.rozhlas.cz/na-veletrhu-kolejove-techniky-czech-raildays-vidite-novou-tramvaj-pro-ostravu-i-7542383>
- [10] Československý dopravák, 2017. Dánsko čeká v květnu návrat tramvají. Dostupné na: <http://www.cs-dopravak.cz/zpravy/2017/3/29/dnsko-ek-v-kvtnu-nvrat-tramvaj>
- [11] HRUBEŠ, Ondřej Matěj, 2016. Tramvaje a metro na InnoTransu 2016. Dostupné na: <http://mhd86.cz/2016/11/03/tramvaje-a-metro-na-innotransu-2016/>
- [12] The Lighting, 2016. Tatra ČKD RT6N1 1802 na linke 2. [online]. Dostupné na: <https://www.youtube.com/watch?v=9L2xwJZt9rM>
- [13] RAILWAY TECHNOLOGY. [online]. Dostupné na: <https://www.railway-technology.com/projects/rome/>
- [14] InfoTRAM. Solaris pokazał wnętrze Tramino Lipsk. [online]. Dostupné na: http://infotram.pl/solaris-pokazał-wnętrze-tramino-lipsk_more_87820.html
- [15] ergon3Design. [online]. Dostupné na: <http://ergon3.de/projekte/transport/stadtwerke-muenchen/avenio/aveniointerior.html>

- [16] CAF USA. [online]. Dostupné na: <http://www.cafusa.com/en/productos-servicios/proyectos/proyecto-detalle.php?p=278>
- [18] Zdopravy, 2018. [online]. Dostupné na: <https://zdopravy.cz/wiener-linien-und-siemens-prasentieren-design-fur-neue-u-bahn-wiener-linien-and-siemens-present-design-for-new-metro/>
- [19] Transport Illustrated, 2015. Midland Metro. [online]. Dostupné na: <http://transport-illustrated.blogspot.com/2015/02/midland-metro.html>
- [20] The Anonymous Widower, 2017. Class 399 Tram-Trains. [online]. Dostupné na: <https://anonw.com/2017/10/15/class-399-tram-trains-in-service/>
- [21] Der arbeits markt, 2016. Bewegete Zeiten. [online]. Dostupné na: <http://derarbeitsmarkt.ch/de/thema/bewegte-zeiten>
- [22] Flickr, 2014. Vossloh Tramlink 6N2. [online]. Dostupné na: <https://www.flickr.com/photos/vitali1993/14713612329/>
- [23] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů, Příklady. Vydavatelství ČVUT, 2008.

11. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Stávající interiér a konzole tramvaje Škoda 15T [3]	9
Obrázek 2 - Svislé a vodorovné zatížení sedadla dané normou	10
Obrázek 3 - Svislé a vodorovné provozní zatížení konzole sedadla	10
Obrázek 4 - Uspořádání sedadel 1+1 s podélnou zástavbou [6]	12
Obrázek 5 - Uspořádání sedadel 1+1 s příčnou zástavbou [3]	12
Obrázek 6 - Uspořádání sedadel 2+2 [9]	12
Obrázek 7 - Sklopné sedalo [8]	12
Obrázek 8 - Schéma uchycení na podestu	13
Obrázek 9 - Podesta Siemens Combino [7]	13
Obrázek 10 - Podvozek Siemens Combino [7]	13
Obrázek 11 - Schéma uchycení konzole k podlaze a k bočnici	14
Obrázek 12 - Řešení konzole u tramvaje Stadler Tango [10]	14
Obrázek 13 - Řešení konzole u tramvaje Pesa Krakowiak [11]	15
Obrázek 14 - schéma uchycení ke stropu a k bočnici	15
Obrázek 15 - Konzole sedadla tramvaje RT6N1 [12]	16
Obrázek 16 - Konzole sedadla u vozidla Fiat II [13]	16
Obrázek 17 - Schéma uchycení do bočnice	17

Obrázek 18 - Konzole sedadla od společnosti Solaris Tramino [14].....	17
Obrázek 19 - Konzole tramvaje u Siemens Avenio [15]	18
Obrázek 20 - Konzole sedadla tramvaje CAF pro Luxemburg [16].....	18
Obrázek 21 - Konzole u vlaku Siemens [18].....	19
Obrázek 22 - Konzole u Metra v Midlandu [19]	19
Obrázek 23 - Konzole sedadla z protlačovaného profilu [2]	19
Obrázek 24 - Konzole sedadla u vozidla Vossloh supertram class 399 [20].....	20
Obrázek 25 - Konzole sedadla u tramvaje Bombardier flexity [21].....	20
Obrázek 25.1 - Řešení konzole u tramvaje Vossloh Tramlink 6N2 [22]	21
Obrázek 26 - Typový výkres tramvaje FC33.....	22
Obrázek 27 - Plochy a délky sektorů.....	23
Obrázek 28 - Spojité zatížení a jejich působišťe	24
Obrázek 29 - Výpočtový model pro nápravové zatížení – zadní část.....	25
Obrázek 30 - Výpočtový model pro nápravové zatížení - přední část.....	26
Obrázek 31 - Řez skříní vozidla	32
Obrázek 32 - Způsoby uchycení konzole do hrubé stavby skříně	33
Obrázek 33 - Varianta 1 koncepčního návrhu konzole.....	33
Obrázek 34 - Varianta 2 koncepčního návrhu konzole.....	34
Obrázek 34.1 - Varianta 3 koncepčního návrhu konzole.....	35
Obrázek 35 - Řezy konzolí.....	40
Obrázek 36 - Řez složeným profilem nosné části konzoly.....	40
Obrázek 37 - Dílčí části z nosného profilu	41
Obrázek 38 - Vzdálenosti těžišť obrzců od pomocné osy x_0	42
Obrázek 38.1 - Vzdálenosti těžišť obrzců od os z a y procházejících celkovým těžištěm...	46
Obrázek 39 - Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna od těžiště celkového profilu.....	50
Obrázek 40 - 3D model sedadla s rozměry pro uchycení	51
Obrázek 41 - Stavby zatížení sedadla	52
Obrázek 42 - Zjednodušený model sedadla v 1. stavu zatížení.....	53
Obrázek 43 - Zjednodušený model sedadla v 2. stavu zatížení.....	54
Obrázek 44 - Reakce od sedadla.....	55
Obrázek 45 - Síly působící na konzoli sedadla	56
Obrázek 46 - Zjednodušený model konzole v rovině z - y	56
Obrázek 47 - Reakce od sil v rovině y - z	58



Obrázek 48 - Oblasti pro vyšetření ohybového momentu $M_o(x)$	58
Obrázek 49 - Průběh momentu $M_o(x)$, $M_{ky}(z)$ a posouvající síly $T(z)$	60
Obrázek 50 - Zjednodušený model konzole v rovině x-y.....	61
Obrázek 51 - Reakce od sil v rovině x-y	62
Obrázek 52 - Oblasti pro vyšetření ohybového momentu $M_o(z)$	62
Obrázek 53 - Průběh momentu $M_o(z)$, $M_{ky}(x)$ a posouvající síly $T(x)$	65
Obrázek 54 - Rozložení momentu do podpor C1, C2, D1 a D2.....	66
Obrázek 55 - Síly působící v místech uchycení konzole do bočnice	67
Obrázek 56 - Vysíťovaný model konzoly se zavedením sil	69
Obrázek 57 - Výsledné napětí v konzole z MKP.....	70
Obrázek 58 - První způsob šroubového spoje	71
Obrázek 59 - Druhý způsob šroubového spoje.....	71
Obrázek 60 - Obecný diagram předepjatého šroubového spoje	72
Obrázek 61 - Rozměry předepjatého šroubového spoje.....	73
Obrázek 62 - Diagram předepjatého šroubového spoje konzole – bočnice	76
Obrázek 63 - Kontaktní plocha C-drážky a kamene.....	76

12. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hmotnosti částí vozu.....	22
Tabulka 2 - Plochy a délky sektorů tramvaje	23
Tabulka 3 - (T_i) Hodnoty sil oddílu s obsazeností 4 os./m ²	25
Tabulka 4 - Tíhové síly vybavení tramvaje.....	26
Tabulka 5 - Vzdálenosti sil ve výpočtovém modelu.....	27
Tabulka 6 - Hodnoty neznámých tíhových sil z výpočtových modelů	29
Tabulka 7 - Nápravová zatížení v různých stavech obsazenosti.....	30
Tabulka 8 - Zhodnocení varianty výběru konzole.....	37
Tabulka 9 - Vzdálenosti řezů.....	39
Tabulka 10 - Rozměry složeného profilu v místech řezu.....	41
Tabulka 11 - Rozměry obrazců v místech řezů	42
Tabulka 11.1 - Hodnoty plochy obrazců v určitých řezech.....	42
Tabulka 12 - Vzdálenosti těžišť obrazců od osy x_0	43
Tabulka 13 - Vzdálenosti těžišť od spodního a horního vlákna profilu v daných řezech	44
Tabulka 14 - Momenty setrvačnosti obrazců	45



Tabulka 15 - Vzdálenosti těžišť obrazců od centrální osy x.....	47
Tabulka 16 - Vzdálenosti těžišť obrazců od centrální osy x.....	47
Tabulka 17 - Hodnoty přepočítaných a výsledných momentů setrvačnosti	49
Tabulka 18 - Hodnoty přepočítaných a výsledných momentů setrvačnosti	49
Tabulka 19 - Moduly průřezů v ohybu a krutu a nejbližšího vlákna	51
Tabulka 20 - Síly a rozměry pro určení reakcí.....	52
Tabulka 21 - Reakce sedadla v místě uchycení podle stavů zatížení.....	54
Tabulka 22 - Hodnoty momentů $M_o(x)$, $M_{ky}(z)$ a posouvající síly $T(z)$	59
Tabulka 23 - Hodnoty momentů $M_o(z)$, $M_{ky}(x)$ a posouvající síly $T(x)$	64
Tabulka 24 - Síly v podporách od M_{ky_c}	66
Tabulka 25 - Velikosti sil působících v místech uchycení konzole do bočnice	67
Tabulka 26 - Hodnoty ohybového napětí, krouticího napětí a bezpečnosti	68
Tabulka 27 - Síly ve šroubových spojích konzole-bočnice	72
Tabulka 28 - Hodnoty pro výpočet šroubového spoje	72
Tabulka 29 - Tuhosti jednotlivých desek a celkové tuhosti	74

13. Seznam grafů

Graf 1 - Nápravová zatížení podvozků podle obsazenosti	31
Graf 2 - Zhodnocení výběru variant návrhu konzole	38

14. Seznam příloh

- [I] Typový výkres FC33
- [II] Elektronická forma: Mareš_Výpočtový soubor DP MS excel
- [III] Výkres sestavy DP2019-01
- [IV] Výkres sestavy DP2019-02