

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ -
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh upevnění sedadla k hrubé stavbě
kolejového vozidla

Design of a Seat Mounting with a Rail Vehicle
Frame

Student: Bc. Adam Bayer

Vedoucí diplomové práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Bayer**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh upevnění sedadla k hrubé stavbě kolejového vozidla**
Design of a Seat Mounting with a Rail Vehicle Frame
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte rozbor problematiky upevnění komponentů sedadla k hliníkové hrubé stavbě kolejového vozidla pro metro. Zpracujte možná řešení a zvolte jednu výslednou konstrukční variantu. Zpracujte pevnostní výpočet MKP vybraných komponent a dále potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Při návrhu respektujte požadavky příslušných norem. Vypracujte výkresovou dokumentaci - sestavný výkres a vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

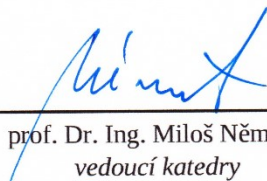
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
ČSN EN 12663-1 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříňové kolejových vozidel. Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy). 2010.
NF F 31-119 Matériel roulant ferroviaire - Comportement des sièges aux sollicitations statiques, de fatigue, de vibrations et de chocs. 1995.
UIC 566. Loadings Of Coach Bodies And Their Components. 1994.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

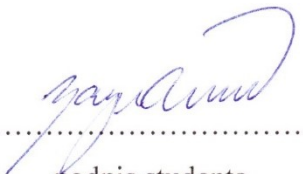



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a konzultanta a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

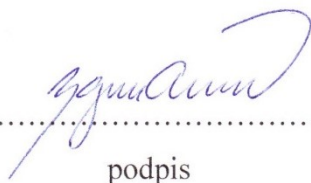
V Ostravě
12.5.2017

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 12.5.2014

.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adam Bayer

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dobrá 147, Dobrá, 739 51

Anotace

BAYER, A. *Návrh upevnění sedadla k hrubé stavbě kolejového vozidla*. Ostrava: 2017. 79 s. Diplomová práce na VŠB – TUO, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

V předkládané diplomové práci, kterou jsem vypracoval ve spolupráci s VŠB – TU Ostrava a společností Siemens s.r.o., se věnuji návrhu upevnění sedadel k boční stěně hrubé stavby kolejového vozidla. Práce souvisí s projektem výstavby metra ve městě Riyadh. Hlavními částmi této práce jsou variantní návrh upevnění pomocí tzv. cantileveru, rozpracování zvoleného řešení, pevnostně deformační analýza a kontrola šroubového spoje. Součástí práce je také teoretický rozbor norem a vyhlášek souvisejících s návrhem sedadlových systémů v kolejových vozidlech.

Klíčová slova: metro, upevnění sedadel, cantilever, MKP, pevnostní analýza, šroubový spoj

Annotation

BAYER, A. *Design of a Seat Mounting with a Rail Vehicle Frame*. Ostrava: 2017. 79 p. Master's thesis on VŠB - TUO, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

In the presented master's thesis, which I developed in cooperation with VŠB – TU Ostrava and company Siemens s.r.o., I designed variant Fastening of a Seats to the side wall of Rail Vehicle Frame. Thesis related with project Metro Riyadh. The main parts of this thesis are variant design of cantilever, Fastening of a seats, stress – strain analysis and check of bolted connection. Creation of drawing documentation is another part.

Key words: metro, Fastening of seats, cantilever, FEM analysis, bolted connection

Poděkování

Mé poděkování směřuji vedoucímu diplomové práce Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Martinu Šubertovi. Dále pak své rodině a všem, kteří mě ve studiu na vysoké škole podporují.

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	Název
$3D$		- trojrozměrný
a	$[m \cdot s^{-1}]$	- zrychlení
b	$[mm]$	- svislá rozteč šroubů
c	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost
c_{PR}	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost přírub
c_{Si}	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost šroubu
d	$[mm]$	- jmenovitý průměr šroubu
d_2	$[mm]$	- střední průměr závitu
d_3	$[mm]$	- malý průměr šroubu
def_1	$[mm]$	- deformace pod podložkou
def_2	$[mm]$	- deformace pod maticí
e	$[mm]$	- vzdálenost horních šroubu do těžiště otáčení v rovině x-z
f	$[-]$	- součinitel smykového tření
f_z	$[-]$	- součinitel smykového tření na závitech
g	$[m \cdot s^{-1}]$	- gravitační zrychlení
h	$[mm]$	- výška matice
k	$[mm]$	- výška hlavy šroubu
k_t	$[-]$	- bezpečnost prokluzu třecí vazby
k_s	$[-]$	- statická bezpečnost
l	$[mm]$	- délka deformovaného tělesa
l_C	$[mm]$	- tloušťka příruby C drážky
l_P	$[mm]$	- tloušťka podložky
l_{PR}	$[mm]$	- délka přírub
l_{S1}	$[mm]$	- první deformační část šroubu
l_{S2}	$[mm]$	- druhá deformační část šroubu

l_z	[mm]	- vzdálenost závitu k matici
r	[mm]	- horní rozteč šroubů
$r_{1,2}$	[mm]	- vzdálenost šroubů k jejich těžišti
x		- osa v podélném směru
x_i	[mm]	- vzdálenost v ose x
y		- osa v příčném směru
y_i	[mm]	- vzdálenost v ose y
z		- osa ve svislém směru
z_i	[mm]	- vzdálenost v ose z
A	[%]	- tažnost
A, A'	[N]	- podélné zatížení hlavové opěrky
$A_{1,2}$	[N]	- vertikální zatížení na přední části sedadla
A_3	[N]	- vertikální zatížení hrany sedadla u uličky
B, B'	[N]	- podélné zatížení rukojeti
B_3	[N]	- příčné zatížení části opěradla
C	[N]	- vertikální zatížení na přední části sedadla
$C_{1,2}$	[N]	- podélné zatížení hlavové opěrky
CAD		- Computer aided design
$D_{1,2}$	[N]	- podélné zatížení rukojeti
D_3	[N]	- příčné zatížení rukojeti
E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
F		- nákladní vozy
F_1	[N]	- horizontální zatížení v bodě vrchní části hlavové opěrky
F_3	[N]	- vertikální a horizontální zatížení loketní opěrky
F_4	[N]	- zatížení plochy sedáku
F_{Ni}	[N]	- osová síla přenášející třecí vazbu
F_O	[N]	- předpětí

F_{OP}	[N]	- síla předpětí šroubu
F_{Pi}	[N]	- výsledná provozní síla
F_S	[N]	- síla ve šroubu
F_Z	[N]	- obvodová síla na závitě
G_S	[N]	- gravitační síla od hmotnosti sedadel
$H_{1,2}$	[N]	- příčné zatížení loketní opěrky
H_3	[N]	- vertikální zatížení loketní opěrky
HW		- hardware
HWB	[-]	- tvrdost dle Brinella
L		- lokomotivy
M_k	[N · mm]	- krouticí moment
MKP		- metoda konečných prvků
O		- bod otáčení
P		- vozidla osobní dopravy
P_h	[mm]	- stoupání
R_{Ti}	[N]	- tečná reakce v rovině x-z
R_{TiV}	[N]	- výsledná tečná reakce šroubu
R_X	[N]	- reakce podélných sil
R_Z	[N]	- reakce svislých sil
R_e	[MPa]	- mez kluzu
R_{iY1}	[N]	- reakce šroubů zachycující moment v rovině y-z
R_{iY2}	[N]	- reakce šroubů zachycující moment v rovině x-y
R_{iY3}	[N]	- reakce šroubů zachycující moment v rovině x-y
R_m	[MPa]	- mez pevnosti materiálu
$R_{p0,2}$	[MPa]	- smluvní mez kluzu materiálu
R_{ref}	[MPa]	- referenční hodnota meze kluzu
S	[mm ²]	- průřez deformovaného tělesa

$S_{1,2}$	$[mm^2]$	- průřezy částí šroubů
SW		- software
UIC		- International union of railways
W_k	$[mm^3]$	- modul průřezu v krutu
α	$[^\circ]$	- úhel profilu
ε	$[^\circ]$	- úhel mezi svislou osou a spojnicí šroubů
μ	$[-]$	- Poissonovo číslo
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	- hustota
σ_{RED}	$[MPa]$	- redukované namáhání
σ_t	$[MPa]$	- namáhání v tahu
τ_k	$[MPa]$	- namáhání v krutu
φ'	$[^\circ]$	- redukovaný třecí úhel
ψ	$[^\circ]$	- úhel stoupání
Δl_p	$[mm]$	- deformace přírub
ΔF_{PR}	$[N]$	- úbytek síly v přírubě
ΔF_S	$[N]$	- přírůstek síly ve šroubu

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	ZÁKLADNÍ INFORMACE	14
2.1	METRO RIYADH.....	14
2.2	SEADLA.....	17
2.3	POSTUP ŘEŠENÍ.....	18
3	PROBLEMATIKA UPEVNĚVÁNÍ SEDADEL	19
3.1	UPEVNĚNÍ NA SKŘÍŇ POD SEDADLEM.....	19
3.2	UPEVNĚNÍ DO BOČNÍ STĚNY A PODLAHY	20
3.3	UPEVNĚNÍ DO BOČNÍ STĚNY A STROPU.....	21
3.4	UPEVNĚNÍ POUZE K BOČNÍ STĚNĚ.....	22
4	NORMY A VYHLÁŠKY	24
4.1	VYHLÁŠKA UIC 566.....	24
4.1.1	<i>Testovací zatížení sedadel</i>	24
4.1.2	<i>Případ nárazu</i>	27
4.2	NORMA NF F31 - 119 FR 1995-12	28
4.2.1	<i>Statická zkouška sedadel</i>	28
4.2.2	<i>Únavová zkouška sedadel</i>	32
4.3	ČSN EN 12 663 – 1+A1	34
4.3.1	<i>Druhy mezních zatížení v místech uchycení vybavení</i>	35
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH	36
5.1	VARIANTA – KONSTRUKCE Z TRUBEK.....	39
5.2	VARIANTA – KONSTRUKCE Z PLECHŮ	40
5.3	VARIANTA – TVAROVANÝ ODLITEK.....	42
6	VOLBA A ROZPRACOVÁNÍ FINÁLNÍHO ŘEŠENÍ	44
6.1	POSTUP TVORBY 3D MODELU	45
6.2	VOLBA MATERIÁLU	46
7	PEVNOSTNÍ KONTROLA	48
7.1	PŘÍPRAVA VÝPOČETNÍHO MODELU	48
7.2	VÝSLEDKY UIC 566	51
7.2.1	<i>Testovací zatížení</i>	51
7.2.2	<i>Případ nárazu</i>	53

7.3	VÝSLEDKY NF 31–119.....	55
7.3.1	<i>Testovací zatížení</i>	55
7.3.2	<i>Únavový výpočet</i>	58
7.4	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	60
8	KONTROLNÍ VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE.....	61
8.1	URČENÍ REAKCÍ.....	61
8.2	TUHOST ŠROUBU A PŘÍRUB	67
8.3	SÍLY VE ŠROUBU	71
8.4	STATICÁ BEZPEČNOST	72
9	ZÁVĚR.....	76
10	LITERATURA	77
11	SEZNAM PŘÍLOH	79

1 Úvod

Vývoj a návrh jakéhokoli zařízení sebou v dnešní moderní době přináší otázky týkající se nejenom funkce, ale také především vzhledu. Nejinak tomu je u konstrukce kolejových vozidel. Požadavky zákazníka a designerů na co nejpřesnější dodržení vzhledu kladou zvýšené nároky na samotný konstrukční návrh. Tématem této diplomové práce je návrh upevnění sedadla k hrubé stavbě kolejového vozidla právě s ohledem na již zhotovený design sedadla a jeho upevnění. Práce je vypracována pro společnost Siemens s.r.o., divize Mobility. Záměrem zadání tohoto tématu je pak ověření variantního návrhu upevnění sedadel pomocí tzv. cantileveru (v překladu konzola, vetknutý nosník), tedy bez upevnění do podlahy. Zadání vychází z konkrétního projektu metra Riyadh, který je již dokončen. Při návrhu upevnění sedadel však nebyl přesně dodržen výchozí tvar konzoly. Úkolem řešení je pokusit se navrhnout takové upevnění sedadel, které bude tvarem odpovídat zadanému designu a současně vyhoví všem kombinovaným zatížením dle příslušných norem a vyhlášek. Součástí návrhu je také kontrolní pevnostní výpočet šroubového spojení mezi konzolou a boční stěnou vozidla. Potenciál využití výsledků práce se odvíjí od možného použití na dalších vozech, které stejně jako projekt metra Riyadh vychází z platformy Inspiro.

Důvodem volby tohoto tématu pro vypracování diplomové práce byl především fakt, že předmětem řešení je reálný problém z praxe. Dále pak také optimalizace konstrukčního návrhu na základě výsledků pevnostních analýz, která je zajímavou částí práce konstruktéra.

Cíle práce:

- představení variantních návrhů možného řešení,
- volba a rozpracování nejvýhodnější varianty,
- pevnostní výpočet pomocí numerického modelování založený na metodě konečných prvků,
- pevnostní kontrola šroubového spojení pro nejméně příznivé statické zatížení,
- vypracování odpovídající výkresové dokumentace.

2 Základní informace

Tato část práce je věnována základním informacím souvisejícím s tématem práce a detailním popisem zadání. Dále je nastíněn postup řešení s odvoláním na možné problémy, které se mohou vyskytnout během jeho průběhu.

2.1 Metro Riyadh

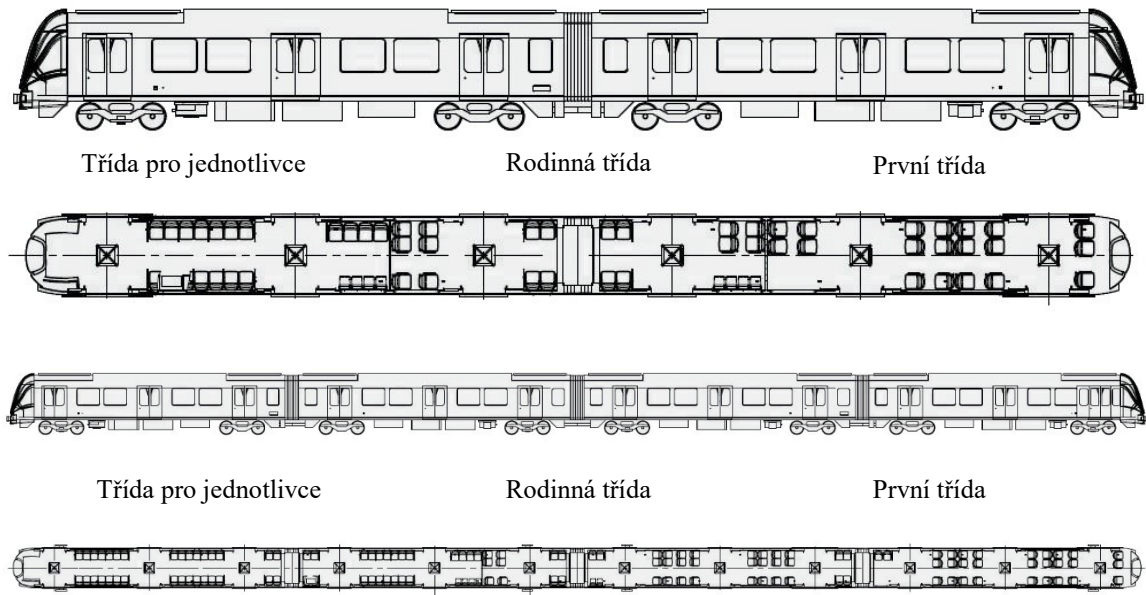
Metro pro město Riyadh (hlavní město Saudské Arábie) tvoří spolu s tramvajovou a autobusovou dopravou rozsáhlý systém veřejné dopravy. Celý projekt obnovy a výstavby infrastruktury města je řazen mezi největší na světě. Rozpočet výstavby činí 22,5 biliónů dolarů (krátký systém, tzn. 1 bilion = 1 miliarda) a začátek provozu je plánován na rok 2019.



Obr. 2.1 – Linky veřejné dopravy města Riyadh [14]

Metro se skládá z šesti linek o celkovém počtu 176 km (obr. 2.1). Na těchto trasách je umístěno 85 stanic a obsluhuje je 190 souprav. Pohon všech vozů je čistě elektrický a soupravy jsou provozovány bez řidiče.

Společnost Siemens je zodpovědná za dodání souprav metra pro linku č. 1 (modrá) a linku č. 2 (červená) o celkové operativní vzdálenosti 63 km (pražské metro má celkem 65,2 km). Kromě dodávky souprav metra kontrakt zahrnuje systém automatického řízení vlaků, elektrifikační systémy a další subsystemy.



Obr. 2.2 – Konfigurace vozů metra [8]

Vlaky jsou dodávány ve dvou konfiguracích (obr. 2.2), a to jako dvouvozové a čtyřvozové, přičemž u první varianty jsou oba vozy trakční. U konfigurace se čtyřmi vozy je jeden vůz vložený bez trakce. Celkový počet dodávaných souprav činí 74 (29 dvouvozových a 45 čtyřvozových). V rámci vozu jsou rozlišovány třídy pro cestující členěné na oddíly pro jednotlivce, rodiny a první třídu.



Obr. 2.3 – Vzhled čela vozu [15]

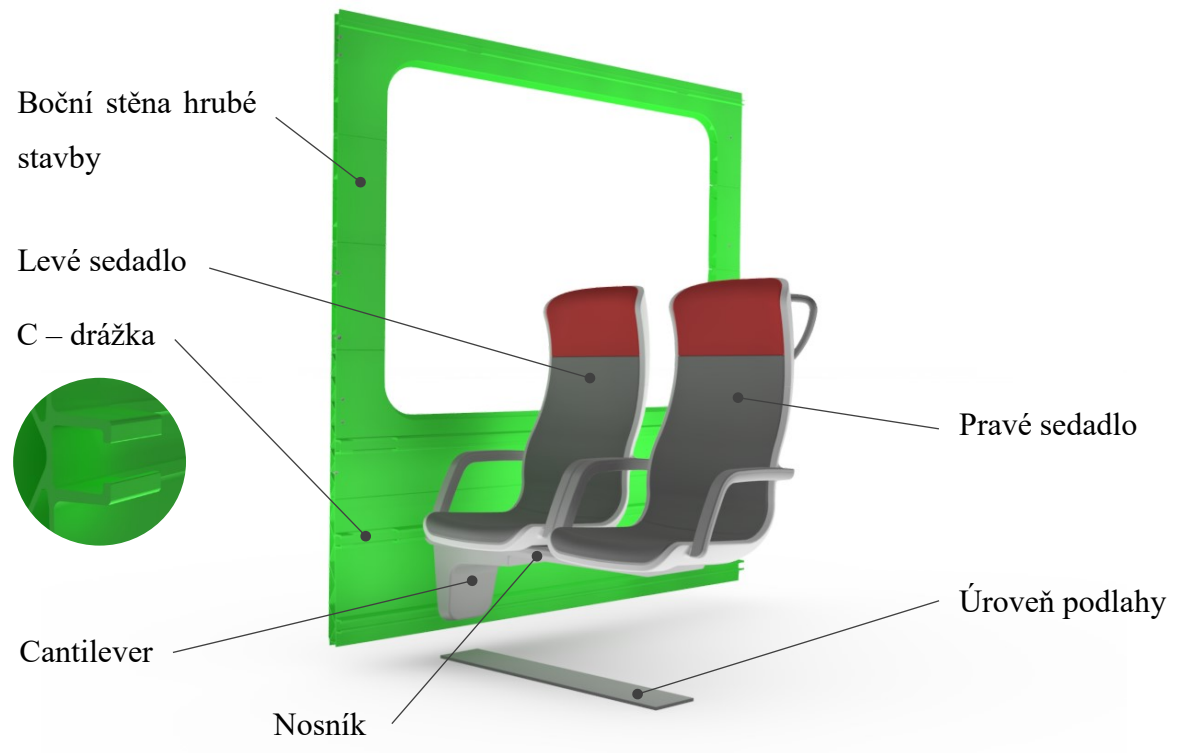
Každá dvouvozová / čtyřvozová jednotka má kapacitu 251 / 522 pasažérů s 55 / 123 sedadly. Soupravy jsou uzpůsobeny provozu v tunelu a také na povrchu. Konstruktivní řešení souprav vychází z platformy Inspiro, která zajišťuje optimální spotřebu energie, nízké náklady na údržbu a vysokou recyklovatelnost vlaků na konci jejich životnosti. Vzhled vlaků reflektuje dynamiku, eleganci a technologický postup města Riyadh (obr. 2.3). Přehled základních technických parametrů metra je uveden v tab. 2.1.

Tab. 2.1 – Technické parametry [8]

Metro Riyadh	
Konfigurace souprav	M-M M-M-T-M
Materiál hrubé stavby	Hliník
Rozchod koleje	1435 mm
Délka přes spřáhla	37 856 / 75 712 mm
Šířka vozu	2 740 mm
Výška podlahy nad temenem kolejnice	1 130 mm
Průměr kola (nové / opotřebené)	850 / 770 mm
Počet míst k sezení (2 / 4 vozy)	
Se sklopnými sedadly	63 / 129
Bez sklopných sedadel	55 / 123
Kapacita souprav při 4 osobách na m²	251 / 522
Minimální poloměr oblouku (hlavní linka / depo)	100 / 60 m
Maximální stoupání	6 %
Maximální rychlost (navrhovaná / provozní)	90 / 80 km/h
Zrychlení při rozjezdu	1,2 m.s ⁻²
Zpomalení při provozním brždění	1,2 m.s ⁻²
Napájení	750 V DC / třetí kolejnice

2.2 Sedadla

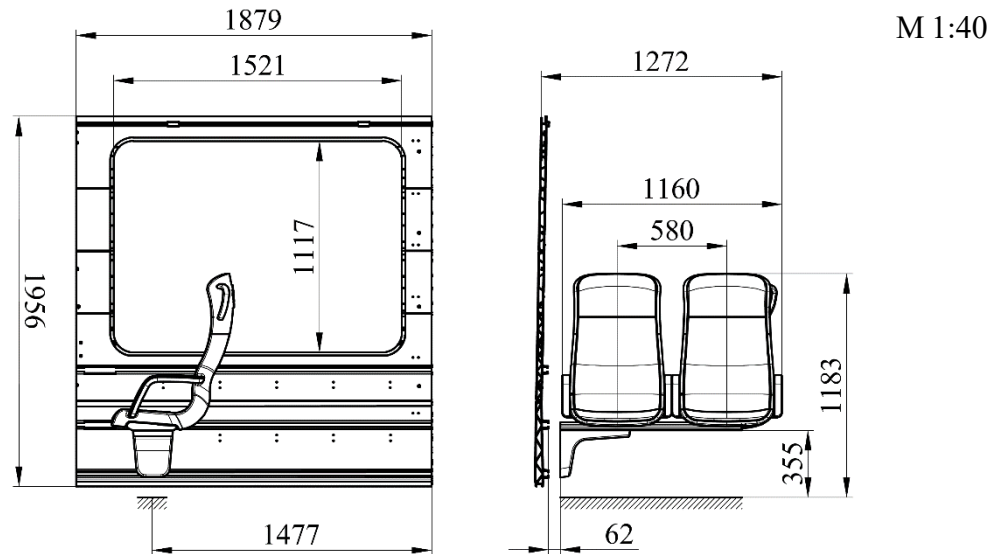
Hlavním podkladem zadání jsou poskytnutá 3D data prvotního designu sedadel, upevnění a nejbližší hrubé stavby vozu. Jsou dány základní rozměry pro návrh řešení, včetně přípojovacích rozměrů, které je nutné respektovat. Ve vozech daného metra se vyskytují sedadla sklopná, jednomístná a dvomístná. Příklad upevnění dvojsedadla je s ohledem na namáhání nejméně příznivý, tudíž další uskupení sedadel není nutné brát v potaz. Schéma 3D podkladu je znázorněno na obr. 2.4.



Obr. 2.4 – Schéma podkladu

Součástí, které bude v práci věnována největší pozornost, je cantilever. Jak již bylo nastíněno v úvodu, úkolem je jeho konstrukční návrh a případná optimalizace na základě pevnostně deformační analýzy. Navazujícím dílem a druhým nejdůležitějším prvkem tohoto způsobu upevnění je hlavní nosník sedadel. Spojení mezi cantileverem a nosníkem je uskutečněno pomocí šroubového spoje. Způsob a konkrétní uspořádání tohoto spoje je součástí návrhu. Vnější tvar nosníku sedadel se opět odvíjí od zadaného designu. Po technologické stránce bude vyhotoven jako protlačovaný profil z hliníkové slitiny. Na nosník už dále navazují samotná sedadla, která již nejsou součástí návrhu. Nutnou podmínkou je však vytvoření možného propojení nosníku a sedadel v podobě otvorů či drážek k realizaci šroubového spoje. Navaznost cantileveru na hrubou stavbu je rovněž uskutečněna pomocí šroubového spoje. V boční stěně, která je stejně jako nosník

vyhotovena protlačováním hliníkové slitiny skrze profil, jsou předpřipravené C drážky. Do těchto drážek je možné zasunout matice uzpůsobené těmto profilům. Maximální velikost matice je pro šroub M12. Při spojení cantileveru k boční stěně je navíc nutné překonat vzdálenost danou tloušťkou obložení a izolacemi. Základní rozměry této sestavy jsou patrné z obr. 2.5.



Obr. 2.5 – Základní rozměry sestavy

2.3 Postup řešení

Aby bylo docíleno maximální efektivity, práce je rozdělena na dílčí části. Následně je postupnými kroky dosahováno optimálního řešení s ohledem na všechny zadané podmínky. Po stručném teoretickém úvodu je proveden silový rozbor a určení zátěžných stavů dle zadaných norem. Ještě před samotnou tvorbou variant upevnění je pomocí Generátoru tvarů aplikace Inventor Professional 2017 nastíněn možný budoucí tvar. Na základě tohoto tvaru jsou vytvořena tři zjednodušená konstrukční řešení s odlišným způsobem výroby. Návrhy jsou vzájemně porovnány, jsou uvedeny jejich výhody a nevýhody a spolu s dalšími faktory je vybrána jedna varianta. Ta je dále v práci detailně rozpracována, je popsán postup tvorby geometrického modelu a provedena detailní pevnostní analýza softwarem ANSYS Workbench 16.2 pro všechny zátěžné stavy a testovací programy. Analyzován je pouze samotný cantilever, a to vhodným zavedením okrajových podmínek simulujících okolí. Tímto je zachován statický charakter úlohy, avšak za cenu možných problémů s výskytem singulárních špiček napětí v místech aplikace okrajových podmínek. Poslední část práce je věnována pevnostní kontrole šroubového spoje cantileveru a boční stěny vnitřní stavby. Je proveden silový rozbor, výpočet reakcí a poměrů předepjatého šroubového spoje.

3 Problematika upevnění sedadel

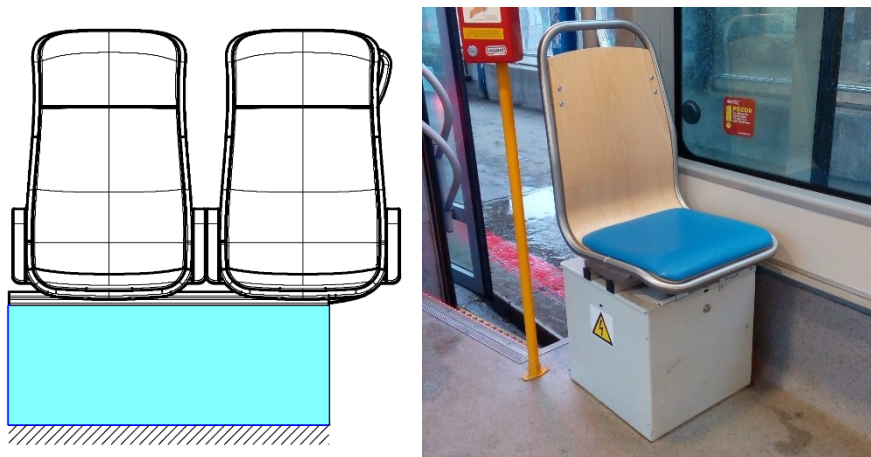
Způsobů, jak upevnit sedadlo a navázat na okolí vnitřní stavby kolejového vozidla, existuje několik. Volbě, ke které variantě bude v budoucím návrhu přistoupeno, předchází již na počátku návrhu rozhodování o efektivním využití prostoru. Faktory, které mají vliv na výběr jsou především typ vozidla, prostorové možnosti, frekvence využití daného sedadla, vzhled a také údržba. Sedadlo a jeho upevnění pro dálkové vlaky bude nesrovnatelně odlišné od sedadlového systému veřejné dopravy. Pro vlaky bude vždy na prvním místě kvalita a komfort, u prostředků hromadné dopravy prostorová náročnost, udržitelnost a životnost.

Mezi nejběžnější způsoby patří:

- upevnění na skříň pod sedadlem,
- kombinace upevnění do boční stěny a podlahy,
- upevnění do boční stěny a stropu,
- upevnění pouze k boční stěně (pomocí cantileveru).

3.1 Upevnění na skříň pod sedadlem

Tento způsob je více než primární upevnění využít jako improvizace k zakrytí či využití prostoru nad zařízeními, která se svými rozměry nedají umístit jinde než do vnitřního prostoru vozidla. Může se jednat o různou elektroniku, vybavení či části podvozku vstupující obrysem do vnitřního prostoru. Tato varianta je zobrazena na obr. 3.1, kde je také možné vidět praktický příklad použití na tramvaji VARIO FL2 ostravského dopravního podniku.



Obr. 3.1 – Upevnění na skříni pod sedadlem

Výhody:

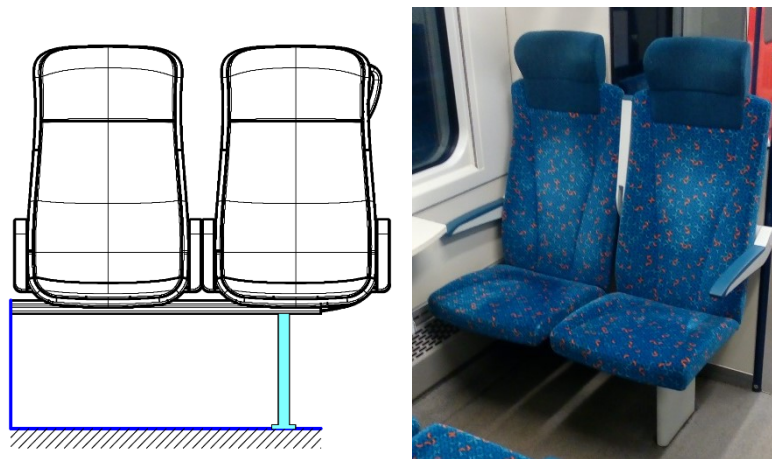
- + využití prostoru vyčnívajícího nad úroveň podlahy,
- + sedadlo připojeno přímo na skříň.

Nevýhody:

- nákladná výroba skříně (žebrování, plechy),
- náročnější na úklid (na přechodu stěn a podlahy se usazují nečistoty).

3.2 Upevnění do boční stěny a podlahy

Jedná se o nejrozšířenější způsob upevnění sedadel ve všech dopravních prostředcích. Největší výhodou této varianty je především jednoduchost konstrukce. Ta je dána ideálním způsobem rozložení sil. Sedadla jsou upevněna na nosníku, který je na obou koncích podepírán (na jedné straně podpěrou v podlaze, na druhé vetknutím v bočnici). V dnešní době se však od této varianty pomalu ustupuje, zejména z důvodu nepraktičnosti podpěrné nohy při úklidu (podpěra musí být čistícím strojem objížďena). Schéma této varianty upevnění a použití ve voze Českých drah je znázorněno na obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Upevnění do boční stěny a podlahy

Výhody:

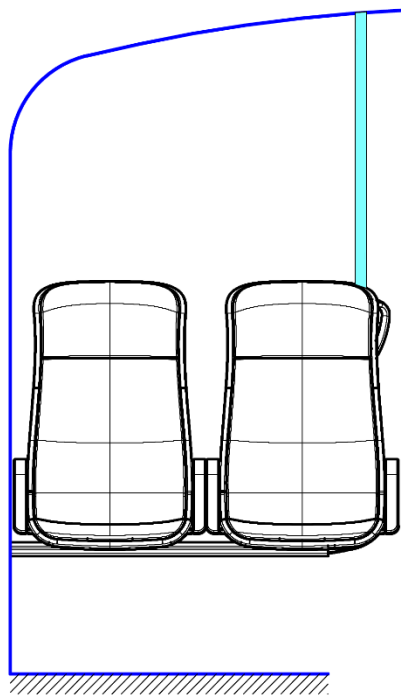
- + rozložení silového toku a z toho plynoucí jednoduchá konstrukce,
- + snadná výroba a nízké náklady.

Nevýhody:

- náročnější z hlediska úklidu,
- narušení jinak souvislé podlahové krytiny (voda může zatéct dále do podlahy a poškodit ji).

3.3 Upevnění do boční stěny a stropu

Stejně jako u způsobu upevnění na skříň pod sedadlem je tato varianta spíše druhotná a používá se jen v některých částech vozidla. Z hlediska náročnosti konstrukce se jedná o nejjednodušší způsob. Hlavní nosník sedadel je na jedné straně upevněn vetknutím v boční stěně a na druhé straně skrze nosnou tyč připojen do střešní konstrukce vozu (obr. 3.3). Tímto je prostor pod sedadlem zcela volný, není narušena podlahová krytina, a navíc může nosná tyč sloužit pro držení cestujících. Ve většině případů však není požadována tyč pro cestující na každém sedadle, tudíž tam, kde je nežádoucí, není možné použití této varianty. Upevnění do boční stěny a stropu může být snadno zaměněno s upevněním do bočnice pomocí cantileveru, kde je navíc také tyč pro cestující. Ta však v tomto případě netvoří nosnou část sedadla.



Obr. 3.3 – Upevnění do boční stěny a stropu

Výhody:

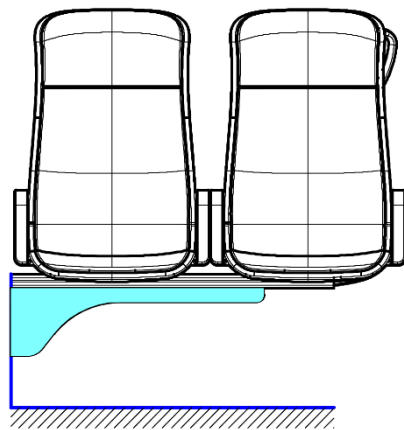
- + jednoduchá lehká konstrukce,
- + snadná údržba prostoru pod sedadlem,
- + podlahová krytina není narušena.

Nevýhody:

- závislost sedadel na střešní konstrukci, nepříznivé z hlediska stavby,
- v místě, kde je nežádoucí tyč pro cestující, není možné použití.

3.4 Upevnění pouze k boční stěně

S postupným vývojem a inovacemi se také ve vozidlech kolejové dopravy začíná více zabývat praktičností a vzhledem interiéru vozidla. Využití boční stěny hrubé stavby k upevnění sedadel představuje ideální řešení, jak vytvořit volný prostor pod sedadly bez závislosti na přídatné konstrukci (podpěrné noze, závěsné tyči). Také estetický dojem letmo upevněných sedadel působí čistě a nadčasově. Z konstrukčního hlediska je tato varianta v praxi nejčastěji realizována pomocí různě tvarovaných konzolí (cantileverů), jejichž velikost se s vzdáleností od boční stěny zmenšuje. Velikost a viditelnost konzoly přímo souvisí s typem použitého sedadla, pevnostními požadavky a konstrukčním návrhem správného tvaru. Čím menší je velikost navržené konzoly, tím větší jsou požadavky na pevnost a tuhost konstrukce. Mezistupněm tohoto řešení je upevnění k boční stěně spolu s diagonálním zapřením nosníku v rohu mezi boční stěnou a podlahou. Schéma tohoto řešení a použití ve voze metra Riyadh reprezentuje obr. 3.4.



Obr. 3.4 – Upevnění k boční stěně [13]

Výhody:

- + na pohled jednoduché řešení – estetika,
- + snadná údržba prostoru pod sedadlem,
- + podlahová krytina není narušena,
- + příznivé z hlediska stavby.

Nevýhody:

- hmotnostně těžší konstrukce,
- zvýšené pevnostní požadavky,
- boční stěna musí být dostatečně dimenzována.

Další možnosti připojení sedadel k boční stěně jsou znázorněny na obr. 3.5 (na posledním obrázku varianta s diagonální vzpěrou).



Obr. 3.5 – Varianty upevnění sedadel k boční stěně [13]

4 Normy a vyhlášky

V průběhu návrhu a pevnostních výpočtů je nutností respektovat normy a vyhlášky, které bývají obsahem smluvních podmínek mezi zadavatelem a zhotovitelem návrhu. Jedná se o vyhlášku Mezinárodní železniční unie UIC 566, francouzskou normu NF F31 - 119 FR 1995-12 a evropskou normu ČSN EN 12 663-1. V této kapitole bude proveden stručný popis jednotlivých norem vztažený především k silovým účinkům na sedadla. Na počátku je nutné podotknout, že cílem práce je konstrukční návrh s navazujícím statickým pevnostním výpočtem. S ohledem na rozsah práce již není řešen podrobný únavový výpočet a celková pevnostní analýza sedadlové struktury. Jednotlivé normy se v mnoha ohledech mohou podobat.

4.1 Vyhláška UIC 566

Pro sedadlové systémy a jejich upevnění s ohledem na statickou pevnost jsou definovány vyhláškou UIC 566 [9] dva zátěžné stavy. Jedná se o:

- testovací zatížení sedadel,
- případ nárazu.

Dalším testovacím stavem spadajícím do kategorie únavových výpočtů je zatížení od provozu. Tyto zátěžné účinky jsou vyvolány prostřednictvím zrychlování a zpomalování během rozjezdu a brždění vozidla. Únavový výpočet však bude řešen pouze v rámci zatížení definovaných v NF F 31-119.

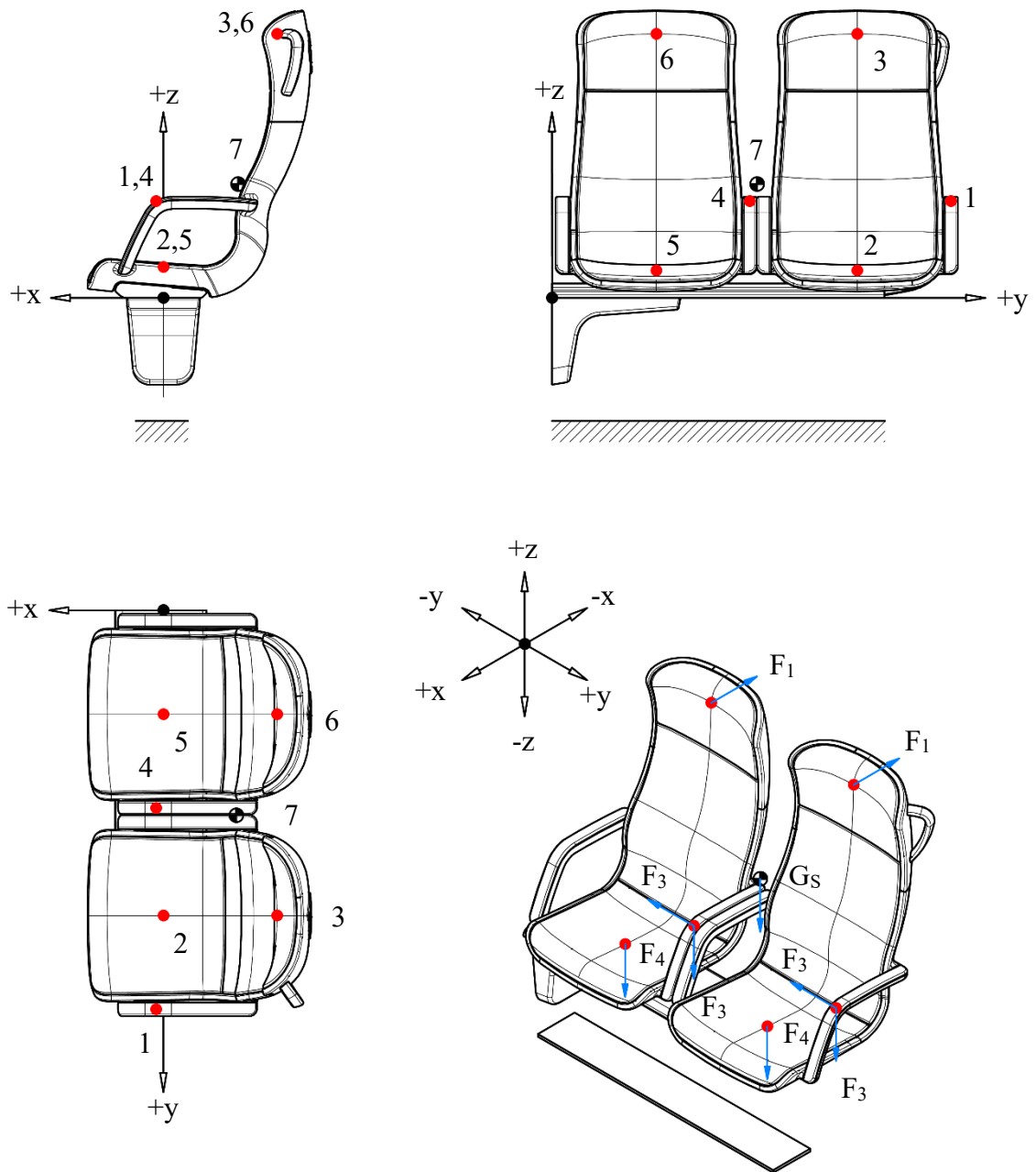
4.1.1 Testovací zatížení sedadel

Pro testovací zatížení sedadel jsou zavedeny následující silové účinky:

- F_1 – horizontální zatížení v jakémkoli bodě vrchní části hlavové opěrky,
- F_3 – vertikální a horizontální zatížení loketní opěrky na přední části,
- F_4 – zatížení plochy sedáku ve směru působení gravitačního zrychlení, nebo zatížení hrany sedáku silou proti směru gravitačního zrychlení.

Následující obr. 4.1 znázorňuje použití testovacích zatížení již na konkrétních sedadlech metra Riyadh. Pro celou práci je zaveden jednotný souřadnicový systém. Orientace cantileveru je totožná pro vytváření 3D dat, silový rozbor, analytický výpočet a numerické řešení pevnostní analýzy.

M 1:20



Obr. 4.1 – Testovací zatížení dle UIC 566

Spolu s testovacími zatíženími je brána v potaz i vlastní hmotnost sedadel, kterou reprezentuje síla G_s daná součinem hmotnosti a tíhového zrychlení. Hodnoty testovacích sil a souřadnice působíště jsou uvedeny v tab. 4.1 a tab. 4.2.

Tab. 4.1 – Působíště sil dle UIC 566

Působíště sil			
Bod	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	21	1150	279
2	0	880	79
3	-328	880	761
4	21	570	279
5	0	300	79
6	-328	300	761
7	-216	591	329
8	-8	319	300
9	-8	319	880

Tab. 4.2 – Hodnoty testovacích zatížení dle UIC 566

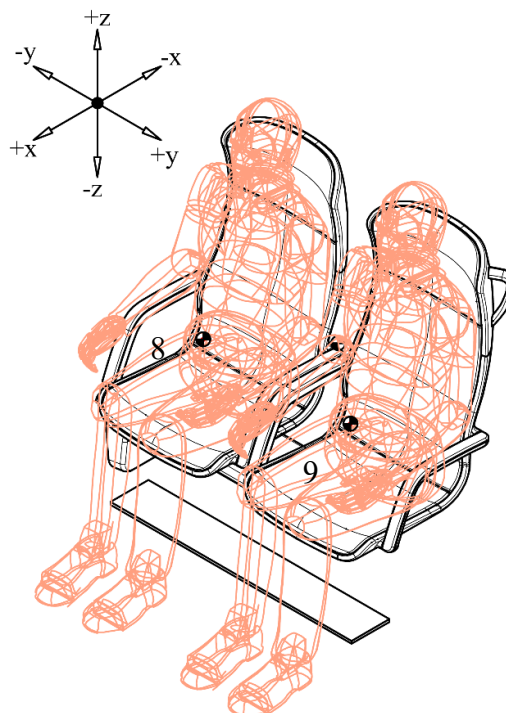
Pravé sedadlo						
Síla	Hodnota síly [N]	Bod působení	Směr působení			
			x	y	z	
F₁	1500	3	-			
F₃	750	1			-	
F₃	750	1		-		
F₄	1000	2			-	
G_s	350	11			-	
Levé sedadlo						
Síla	Hodnota síly [N]	Bod působení	Směr působení			
			x	y	z	
F₁	1500	6	-			
F₃	750	4			-	
F₃	750	4		-		
F₄	1000	5			-	

4.1.2 Případ nárazu

S ohledem na zatížení odvíjející se od nárazu, následující zrychlení a $[m.s^{-1}]$ působící na mrtvou hmotu součástí musí být bráno v potaz při návrhu upevnění:

- podélné 5g,
- příčné 1g,
- svislé 3g.

Mrtvou hmotou je myšlena váha sedadlového systému. Silový účinek daný zrychlením této hmoty je zaveden do těžiště. Tento stav nastane v okamžiku testování vozu, kdy rozjetý vlak zastaví o pevnou překážku. Test se provádí při zvyšující se rychlosti (4, 6, 8 km/h) až do 10 km/h, nebo do dosažení 1000 kN měřených na náraznících, nebo při dosažení maximálního zrychlení (v tomto případě zpomalení) 5g. Při testu je vozidlo plně vybavené, neobsazené pasažéry a odbrzděné. Případ nárazu, kdy je vozidlo obsazeno pasažéry na sedadlech, není normou definován. Přesto bude v rámci návrhu provedena analýza, při které bude sedadlo zatíženo silovým účinkem daným podélným zrychlením 5g a hmotností pasažéra. Hmotnost pasažéra je 85 kg a silový účinek je zaváděn do těžiště odečteného pomocí umístěného manikína (obr. 4.2). Je nutné si uvědomit, že výsledky této analýzy je potřeba vyhodnotit se značnou rezervou. Testování, simulující náraz s pasažérem, jsou založena na odlišném principu výpočtu. Analýza bude provedena pouze pro přibližný odhad chování pod vysokým zatížením, navíc podmínka pevnosti nemusí být splněna.



Obr. 4.2 – Umístění manikinů na sedadla

4.2 Norma NF F31 - 119 FR 1995-12

Tato francouzská národní norma [10] definuje pevnostní charakteristiky sedadel a jejich vazeb s ohledem na statické napěťové stavy, únavu a vibrace včetně popisu zkušebních metod. Zkušební metody, které jsou předmětem práce, lze rozdělit na:

- statickou zkoušku sedadel,
- únavovou zkoušku sedadel.




Zkušební metody pro testování sedadlových systémů na odolnost proti vibracím nejsou použity, jelikož pro tento typ zkoušky je nutné uvažovat celkovou sestavu sedadel. Ta má na výsledné vlastní tvary frekvencí zásadní vliv. Také zkouška odolnosti nárazu tuhých obkladových částí pro pasažéry se přímo netýká navrhovaného cantileveru.

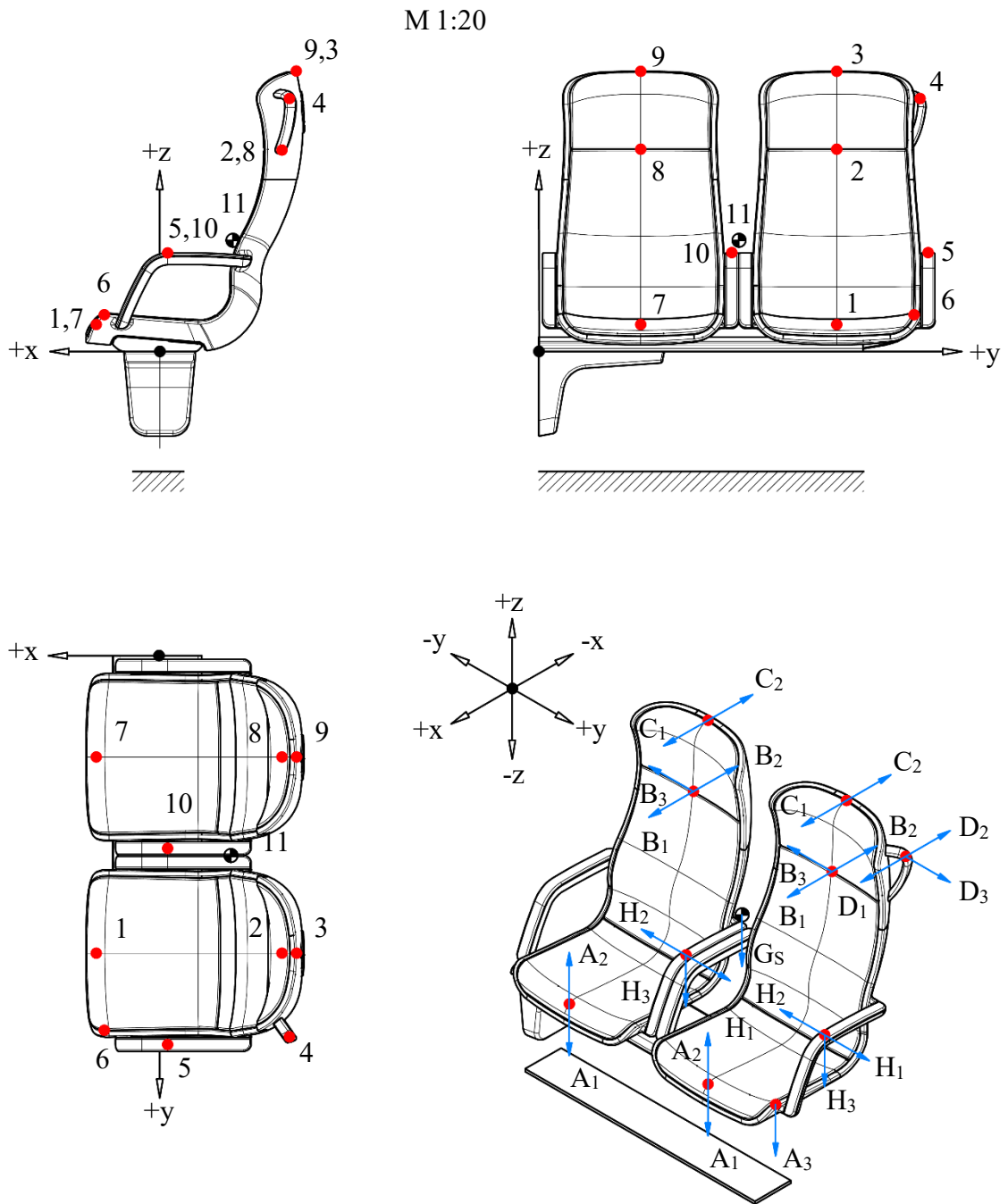
4.2.1 Statická zkouška sedadel

Pro statickou zkoušku sedadel jsou zavedeny následující silové účinky:

- $A_{1,2}$ – vertikální zatížení na přední části sedadla,
- A_3 – vertikální zatížení hrany sedadla u uličky,
- $B_{1,2}$ – podélné zatížení části opěradla,
- B_3 – příčné zatížení části opěradla,
- $C_{1,2}$ – podélné zatížení hlavové opěrky,
- $D_{1,2}$ – podélné zatížení rukojeti,
- D_3 – příčné zatížení rukojeti,
- $H_{1,2}$ – příčné zatížení loketní opěrky,
- H_3 – vertikální zatížení loketní opěrky.

Použití zatížení na sedadlech metra Riyadh je zobrazeno na obr. 4.3. Jednotlivá zatížení jsou aplikována na sedadla dle testovacích programů. V rámci těchto programů jsou rozlišovány způsoby a kombinace použití sil. Pro jejich přehlednost a znázornění jsou zavedena tato označení:

- Osamocené síly – působí na dílčí části sedadla, každá samostatně. 
- Souběžné síly – působí zároveň na obě části sedadla ve stejném čase. 
- Kombinované síly – kombinace předchozích sil. 



Obr. 4.3 – Statická zkouška sedadel NF 31-119

Hodnoty sil a jejich souřadnice působišť, použité pro statickou zkoušku sedadel, jsou uvedeny v tab. 4.3, 4.4 a 4.5.

Tab. 4.3 – Působíště sil NF F 31–119

Působíště sil			
Bod	x [mm]	y [mm]	z [mm]
1	188	880	79
2	-360	880	598
3	-403	880	828
4	-383	1127	750
5	-23	1150	292
6	164	1108	108
7	188	300	79
8	-360	300	598
9	-403	300	828
10	-23	570	292
11	-216	591	328

Tab. 4.4 – Hodnoty sil statické zkoušky NF F31-119

Levé sedadlo					
Síla	Hodnota síly [N]	Bod působení	Směr působení		
			x	y	z
A₁	1000	7			-
A₂	1200	7			+
B₁	1500	8	+		
B₂	1500	8	-		
B₃	500	8		-	
C₁	800	9	+		
C₂	800	9	-		
H₁	750	10		+	
H₂	750	10		-	
H₃	800	10			-

Tab. 4.5 – Hodnoty sil statické zkoušky NF F31-119 (pokračování)

Pravé sedadlo					
Síla	Hodnota síly [N]	Bod působení	Směr působení		
			x	y	z
A ₁	1000	1			-
A ₂	1200	1			+
A ₃	1000	6			-
B ₁	1500	2	+		
B ₂	1500	2	-		
B ₃	500	2		-	
C ₁	800	3	+		
C ₂	800	3	-		
D ₁	800	4	+		
D ₂	800	4	-		
D ₃	750	4		+	
H ₁	750	5		+	
H ₂	750	5		-	
H ₃	800	5			-
G _s	350	11			-

Jak již bylo výše zmíněno, tato norma definuje pro statické testování sedadel různé testovací programy. Pro dvojitá sedadla tohoto typu je definováno celkem šest testovacích programů. Na začátku je postupně sedadlo zatěžováno osamocenými silami, později jsou zatížení kombinovaná. Jelikož na počátku nelze jednoznačně určit, který testovací program vyvolá největší namáhání sedadel a cantileveru, musí být proveden výpočet pro všechny programy. Z pohledu časové náročnosti je samotné zavádění sil do virtuálního prostředí značně rozsáhlé. Přehled testovacích programů a kombinací zatížení reprezentuje tab. 4.6.

Tab. 4.6 – Testovací programy

Síla	Číslo testovacího programu					
	1	2	3	4	5	6
A ₁	●	●	●	●	●	●
A ₂	●	●				
A ₃	●					
B ₁	●	●	●	●		
B ₂	●	●			●	
B ₃	●					
C ₁	●	●				
C ₂	●	●				
D ₁	●			●		
D ₂	●				●	●
D ₃	●					
H ₁	●					
H ₂	●					
H ₃	●					

4.2.2 Únavová zkouška sedadel

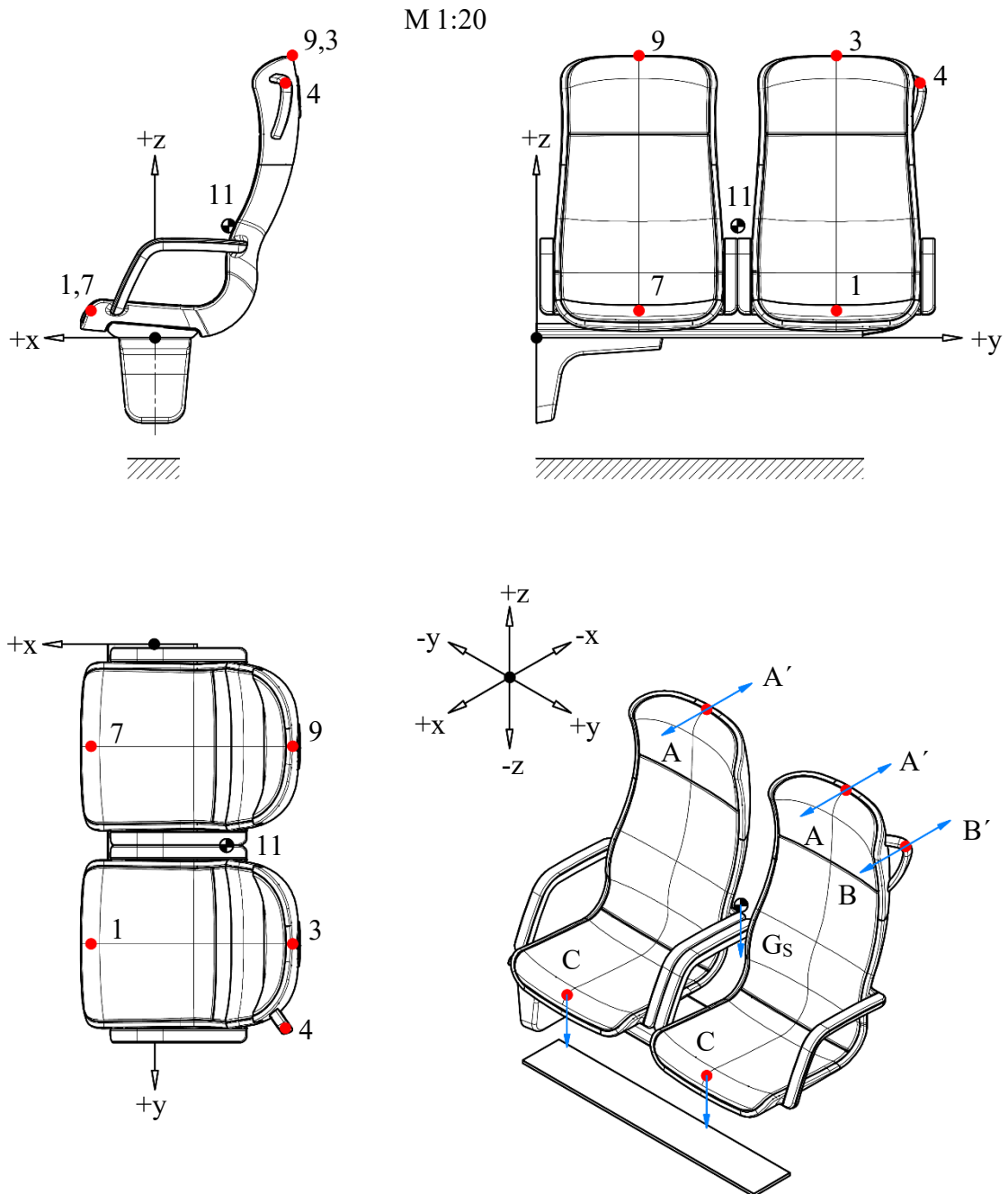
Pro únavovou zkoušku sedadel platí následující zatížení:

- A, A' - podélné zatížení hlavové opěrky,
- B, B' - podélné zatížení rukojeti,
- C – vertikální zatížení na přední části sedadla.

Působíště sil znázorňuje obr. 4.5, hodnoty sil jsou uvedeny v tab. 4.7.

Tab. 4.7 – Hodnoty zátěžných sil únavové zkoušky

Síla	Hodnota síly	Bod působení	Směr působení
A, A'	300	3,9	+/- x
B, B'	500	4	+/- x
C	1000	1,7	-z
G _s	350	11	-z

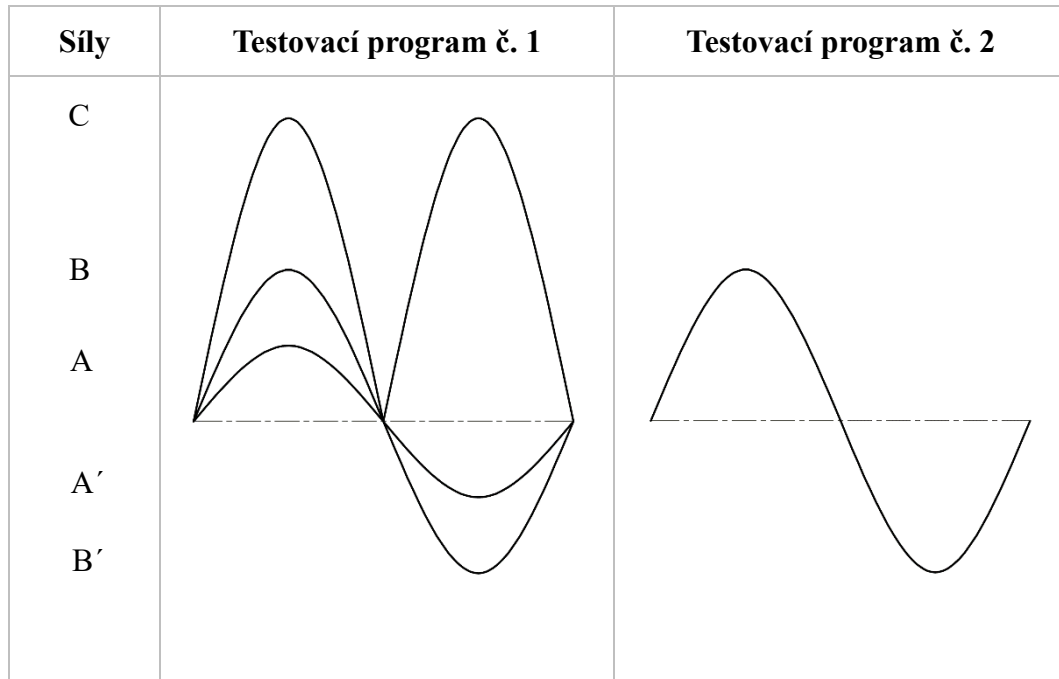


Obr. 4.4 – Únavová zkouška sedadel

Zkouška je opět rozdělena do testovacích programů. V prvním testovacím programu je sedadlo zatěžováno míjivým cyklem v horní části hlavové opěrky, souměrně střídavým cyklem na přední části sedadla a opět souměrně střídavým cyklem v místě rukojeti. Ve druhém testovacím programu je použito souměrně střídavé namáhání pouze silou v přední části sedadla (simulující opakované sedání pasažérů). Dále je aplikováno také zatížení od vlastní tíhy sedadel jako konstantní zatížení během obou testovacích programů. Pro první testovací program platí realizace při $3 \cdot 10^5$ cyklech. Za kritérium přijetí je tedy považována minimální životnost $3 \cdot 10^5$ cyklů. Kritériem přijetí u druhého testovacího

programu je hranice $8 \cdot 10^5$ cyklů. Průběh sil jednotlivých testovacích programů reprezentuje tab. 4.8.

Tab. 4.8 – Průběh zatěžování únavové zkoušky



4.3 ČSN EN 12 663 – 1+A1

Tato evropská norma s názvem Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy) [11] se zabývá především návrhem skříní kolejových vozidel. Pevnostní požadavky vycházejí ze zatížení, jakému jsou skříně vystaveny, a z vlastností materiálů, z nichž jsou vyrobeny. Vztahu upevnění jednotlivých částí k hrubé stavbě je věnována kapitola zabývající se mezním statickým zatížením vazeb.

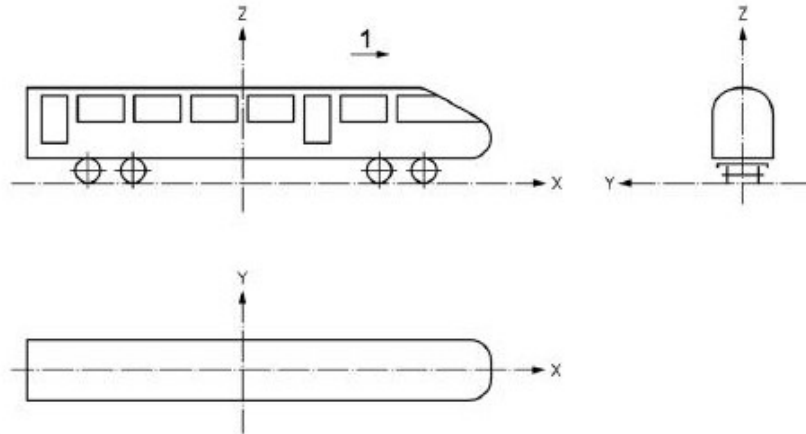
Na začátku jsou všechna kolejová vozidla rozčleněna do konstrukčních kategorií. Dle běžných charakteristik konstrukce existují tři základní skupiny vozidel:

- lokomotivy (L),
- vozidla osobní dopravy (P),
- nákladní vozy (F).

Do skupiny vozidel osobní dopravy patří všechny typy kolejových vozidel určených pro přepravu cestujících. Vozidla metra spadají do třetí kategorie s označením P-III. S ohledem na toto rozčlenění budou následně určeny hodnoty mezních stavů zatížení.

4.3.1 Druhy mezních zatížení v místech uchycení vybavení

Pro orientaci silových účinků ve formě zrychlení hmoty je zaveden globální souřadnicový systém kolejového vozidla (obr. 4.5.), kde osa x představuje orientaci podélného směru, y příčného směru a z svislého směru. Označení číslicí 1 představuje směr jízdy.



Obr. 4.5 – Souřadnicový systém kolejového vozidla [11]

Při výpočtech sil v místech uchycení vybavení za provozu vozidla se musí hmotnost vynásobit hodnotami zrychlení daných tab. 4.9. Zatížení se musí použít jednotlivě. Minimálním požadavkem je, že každé zatížení vyvolané zrychlením se musí individuálně posuzovat se zatíženími, jaká může vyvolávat vlastní vybavení. Pro kombinace se zatížením vyvolaným svislým tíhovým zrychlením se musí brát zrychlení ve směru x a y.

Tab. 4.9 – Hodnoty zrychlení

Zrychlení [m.s ⁻¹]		
Hodnota zrychlení pro jednotlivé směry		
x	y	z
±3·g	±1·g	(1±c)·g*
* c = 2 na konci vozidla a lineárně klesá na 0,5 ve středu vozidla, jelikož sedadla jsou umístěna ve všech částech vozu, bere se maximální hodnota zrychlení		

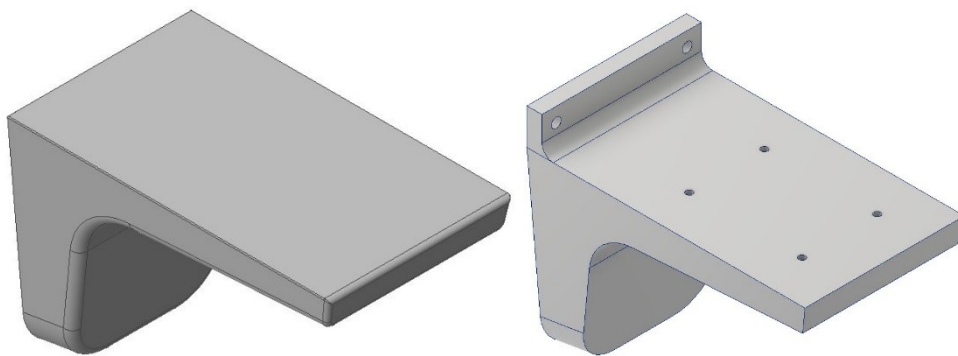
Jelikož hodnoty zrychlení jsou v porovnání s vyhláškou UIC 566 nižší, kontrola upevnění a pevnostní analýza dle normy ČSN EN 12 663 – 1+A1 nebude provedena.

5 Předběžný návrh

Vodítkem na počátku konstrukčních prací a vytváření tvaru součástí mohou být nástroje v moderních CAD softwarech. Jedním z nich je modul softwaru Autodesk Inventor Professional 2017 nazvaný Generátor tvarů. Tento nástroj je součástí pevnostní analýzy a je rovněž založen na metodě konečných prvků. Software na základě zadaného zatížení a vytvořené konečnoprvkové sítě znázorní přibližně silový tok v součásti. Na počátku je nutné vytvořit objemový model s přiřazeným materiálem. V tomto případě se jedná o model vytvořený dle zadaného tvaru cantileveru. Model je nutné upravit, a to přidáním otvorů šroubových spojů. Dále jsou vybrány oblasti k zachování, tzn. že proces při vytváření vodícího tvaru nebude tyto oblasti upravovat. Jelikož je součást vůči jedné rovině symetrická, požadovaný výstupní tvar musí být také symetrický, a proto je použita podmínka symetrie modelu. V posledním kroku jsou definovány okrajové podmínky a způsob zatížení podobně jako u pevnostně deformační analýzy, avšak s omezenými možnostmi nastavení. Dalšími možnostmi nastavení jsou hustota generované sítě, požadovaná hmotnost součásti nebo procentuální pokles hmotnosti.

Postup generování tvaru součásti:

1) Vstupní model a jeho úprava



Obr. 5.1 – Vstupní geometrie

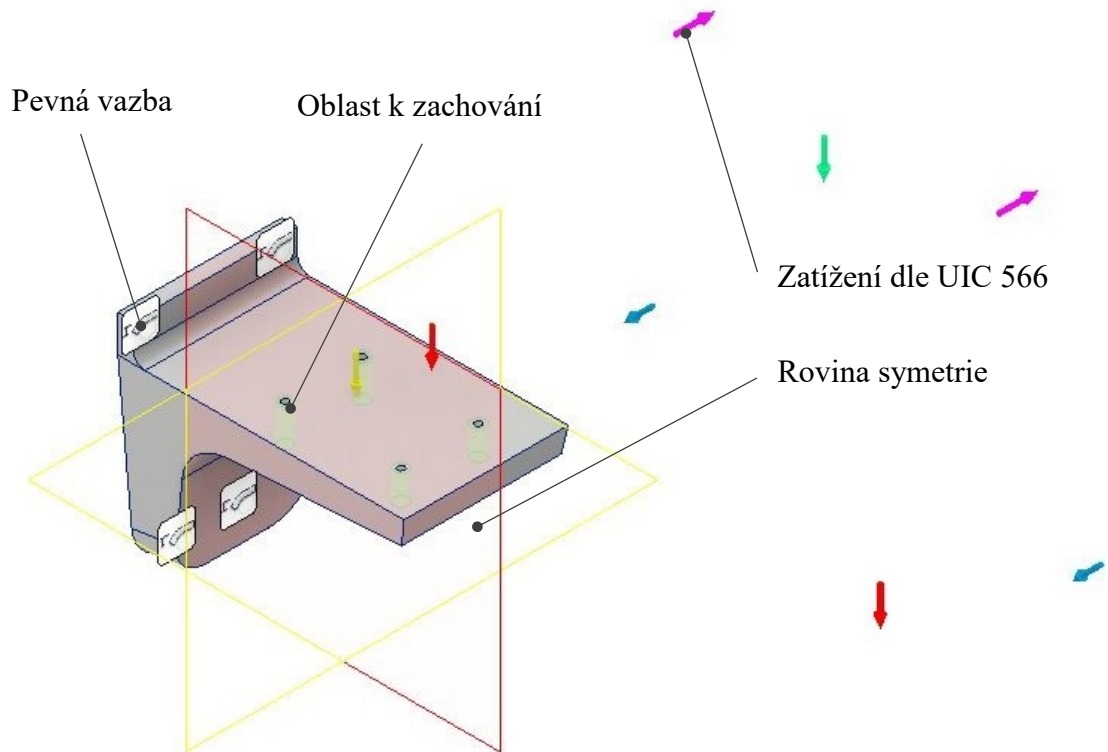
Byly přidány otvory pro šroubový spoj mezi cantileverem a nosníkem, a dále otvory pro spojení s boční stěnou. Jelikož horní C drážka je nad úrovní horní plochy, je vytvořena příruba a plynulý přechod.

2) Oblasti k zachování

Vybranými oblastmi k zachování jsou připojovací otvory pro šroubové spoje, ostatní objem může být odstraněn.

3) Zatížení, přiřazení materiálu, rovina symetrie

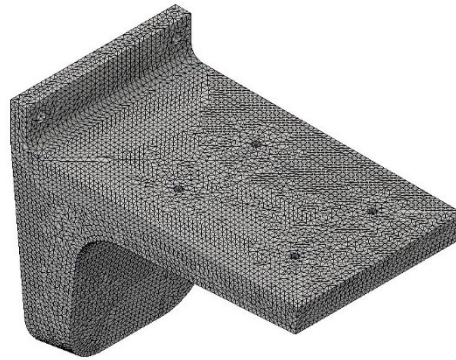
Pro generování tvaru bylo použito testovací zatížení sedadel dle UIC 566. Materiálem součásti byla zvolena slitina hliníku z důvodu, že generovaný tvar se bude podobat složitě tvarovanému odlitku. Použití odlitku z oceli není přípustné pro vysokou hustotu a s ní související hmotnost. Na obr. 5.2 je zobrazeno zadání zatížení, okrajové podmínky pevné vazby, roviny symetrie a oblasti k zachování.



Obr. 5.2 – Vstupní data generátoru tvaru

4) Vytvoření konečnoprvkové sítě

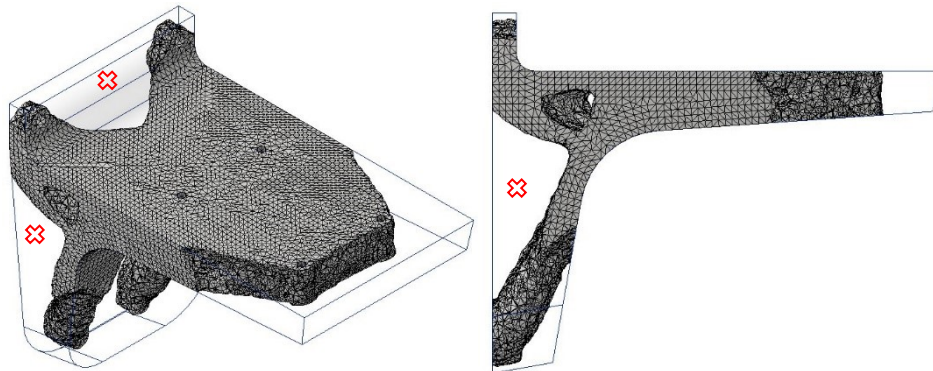
Posledním krokem definování vstupních parametrů je vytvoření konečnoprvkové sítě. Ta je tvořena různě tvarovanými tetrahedrony (čtyřstěny) o zvolené velikosti. Hustota sítě je nastavena poměrově na základě výchozí velikosti prvku. Jelikož se nejedná o pevnostní analýzu, není potřeba věnovat větší pozornost tvorbě sítě. Generovaná síť je znázorněna na obr. 5.3.



Obr. 5.3 – Konečnoprvková síť generátoru tvaru

5) Výsledný generovaný tvar

Na základě výše uvedených kritérií je vytvořen referenční optimalizovaný tvar součásti tvořený opět sítí. Tento tvar je následně možné převést jako podkladovou geometrii do prostředí modeláře. S ohledem na následný návrh je zajímavé především odebrání materiálu na straně upevnění k boční stěně a meziprostoru šroubů, označené křížkem na obr. 5.4. Naopak odebrání materiálu uvnitř součásti, kdy vznikají slepé dutiny z pohledu výroby nejsou proveditelné.



Obr. 5.4 – Generovaný tvar součásti

V další fázi již s možností využití generovaného tvaru byly vytvořeny tři varianty návrhu lišící se způsobem výroby a použitým materiálem. V následujících podkapitolách jsou jednotlivé návrhy stručně popsány, je znázorněn tvar, základní rozměry a uvedeny výhody a nevýhody. Každá z variant byla během návrhu podrobena také předběžné pevnostní analýze. Pro tuto analýzu bylo použito pouze svislé zatížení simulující hmotnost pasažérů při usazení (2×1000 N) a hmotnosti samotných sedadel (350 N). Jelikož jedním z dalších podstatných kritérií pro návrh nového cantileveru je hmotnost, navržené součásti jsou záměrně navrhovány spíše na spodní hranici hmotnosti při splnění podmínky pevnosti pro předběžnou analýzu. Návrh na co nejnížší hmotnost je proveden také z důvodu, aby

v další fázi byl zřetelný posun v úpravách tvaru a byla ponechána hmotnostní rezerva pro případ, kdy pevnostní analýza bude nevyhovující.

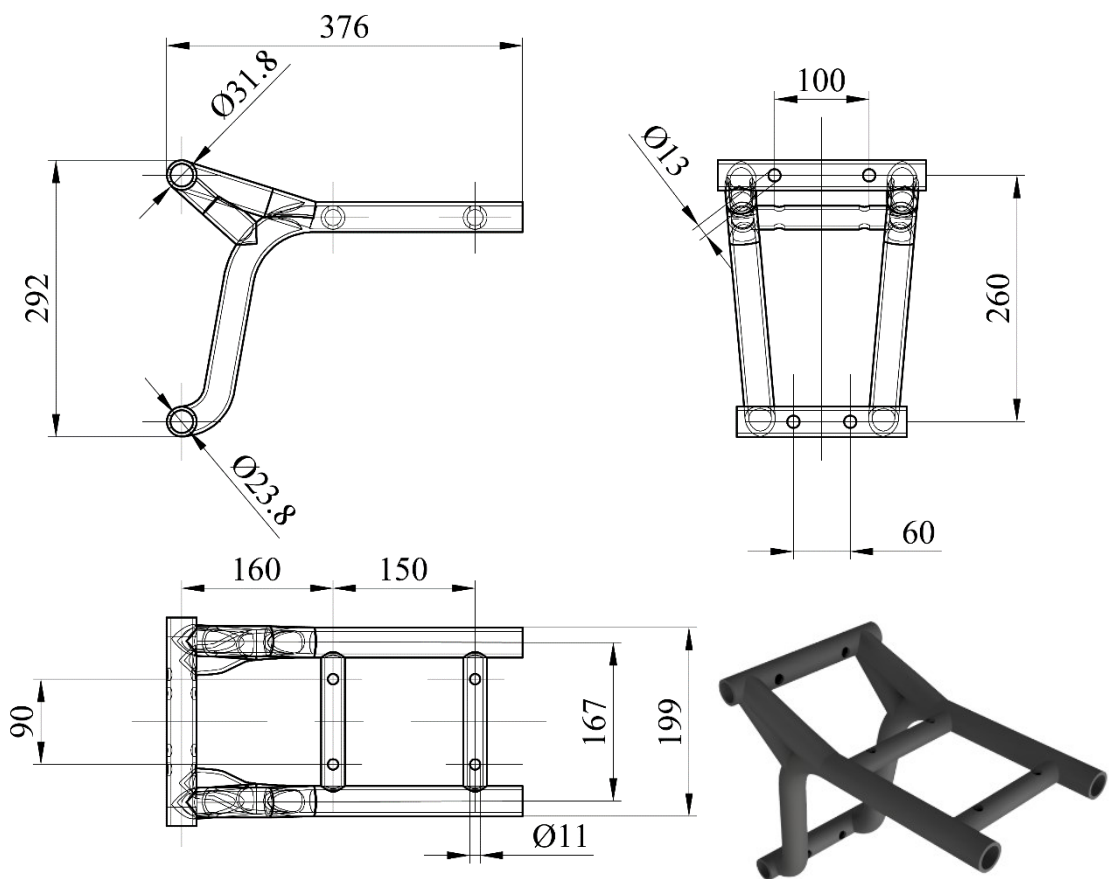
5.1 Varianta – konstrukce z trubek

Hlavními částmi této konstrukce jsou různě ohýbané ocelové trubky. Konce jednotlivých dílů jsou ve styčných místech upraveny, aby mohlo dojít ke svarovému spoji. V místech připojení šroubových spojů jsou vyhotoveny otvory skrz profil. Jelikož je tvar profilu kruhový, pro návaznost a vytvoření šroubového spoje by musely být použity kulové podložky. Ty v daném místě vytvoří spojení podobající se svěrnému spoji.

Základní parametry:

- použitý polotvar: ocelové trubky bezešvé TR Ø 31,8x4 a TR Ø 25x4,
- materiál: konstrukční ocel S355,
- hmotnost součásti: 5,4 kg.

Vzhled a rozměry součásti:



Obr. 5.5 – Varianta konstrukce z trubek

Výhody:

- + na pohled jednoduché řešení,
- + použití normalizovaného polotovaru – cena.

Nevýhody:

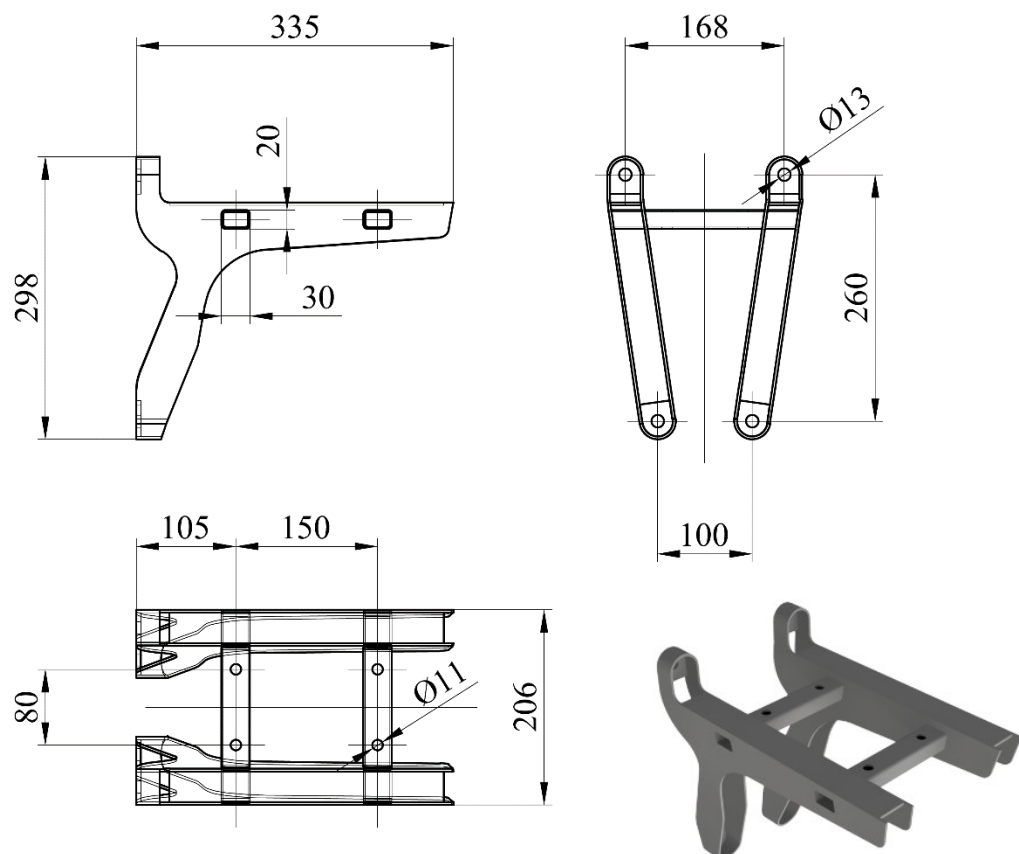
- náročná výroba – nutné úpravy konců dílů,
- nepřesnosti vzniklé pnutím během svařování konstrukce,
- hmotnost,
- nevýhodné namáhání letmo uložené části trubky,
- použití krytu.

5.2 Varianta – konstrukce z plechů

Hlavní konstrukční částí této varianty je plechový výpalek. Jeho tvar je odvozen od silového toku v součásti. Na každé straně je použit pár těchto plechů. Ty jsou vzájemně spojeny pásnicemi na vrchní straně a dále skruženými plechy v přípojných místech šroubových spojů. Ke spojení obou nosných částí jsou použity tenkostěnné obdélníkové profily. Ty jsou prostrčeny připravenými otvory a následně je celá konstrukce svařena.

Základní parametry:

- použitý polotvar: ocelový plech tloušťky 3 mm, obdélníkový profil 30x20x2 mm,
- materiál: konstrukční ocel S355,
- hmotnost součásti: 3,4 kg.

Vzhled a rozměry součástí:

Obr. 5.6 – Varianta konstrukce z plechu

Výhody:

- + libovolný tvar bočních plechů – snadná optimalizace,
- + jednoduchá příprava jednotlivých částí, vypalování na základě CAD dat, dělení profilů,
- + hmotnost,
- + odolnost proti svislému zatížení (vyskytuje se nejvíce při provozu – životnost).

Nevýhody:

- náročná výroba – použití přípravků, větší množství svarových spojů,
- nepřesnosti vzniklé pnutím během svařování konstrukce,
- není příliš dimenzovaná na podélné zatížení,
- použití krytu.

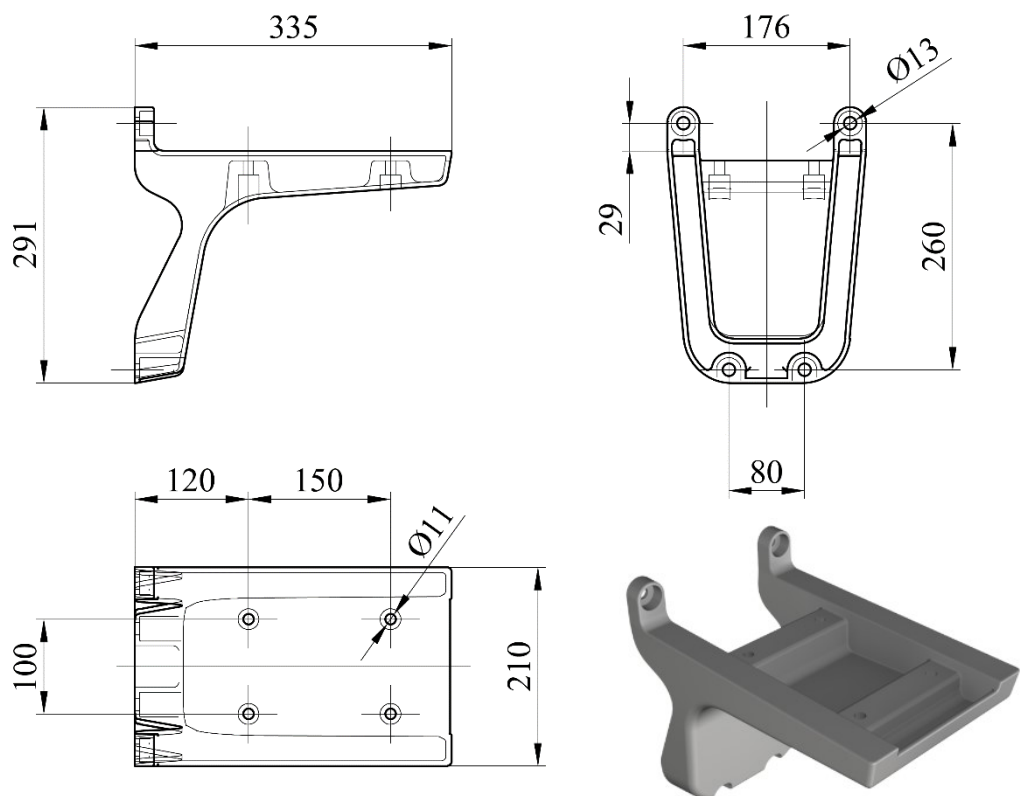
5.3 Varianta – tvarovaný odlitek

Třetí variantou pro vyhotovení konstrukce cantileveru je složitě tvarovaný odlitek. Již na začátku je možné predikovat, že právě variabilita tvaru bude největší předností. Tvar opět vychází ze silového toku a generovaného tvaru. Součást je vytvořena jako skořepina o tloušťce 5 mm. Právě konstantní tloušťka celé součásti hraje významnou roli pro případnou realizaci procesem odlévání. Použitým materiálem je hliníková slitina.

Základní parametry:

- použitý polotvar: tvarovaný odlitek,
- materiál: hliníková slitina skupiny AlCu nebo AlSi7Mg,
- hmotnost součásti: 3,7 kg.

Vzhled a rozměry součásti:



Obr. 5.7 – Varianta konstrukce odlitku

Výhody:

- + součást může být libovolně tvarovaná dle pevnostních požadavků,
- + vyhotovení formy, výhoda při velké sérii,
- + hmotnost,
- + odlitek může zároveň plnit estetickou funkci, nemusí být použito další krytování,

- + vyšší součinitel smykového tření – navazující šroubový spoj.

Nevýhody:

- vyšší počáteční investice – forma,
- nižší parametry mechanických vlastností, materiál není příliš houževnatý,
- větší průhyb pod zatížením – cca trojnásobný.

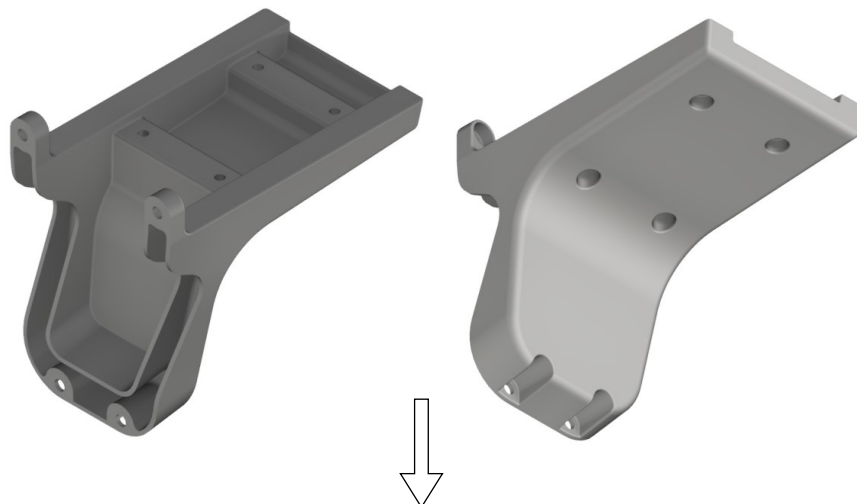
6 Volba a rozpracování finálního řešení

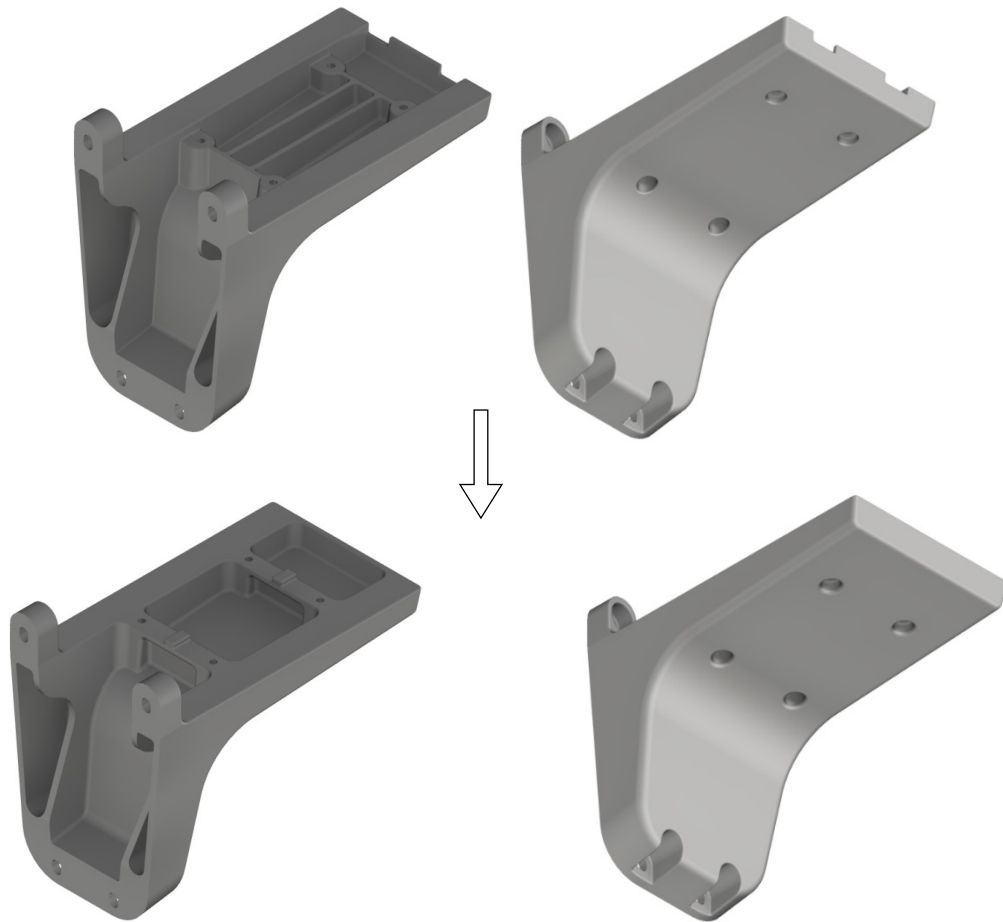
Zvolenou variantou k dalšímu rozpracování je tvarovaný cantilever vyrobený metodou odlévání ze slitiny hliníku. Důvodem volby tohoto řešení je především:

- libovolný tvar součásti,
- příznivý poměr hmotnosti a pevnosti,
- konstrukce vnějším tvarem odpovídá přímo zadanému designu, není nutné použití krytování,
- výsledná jednotková cena.

Jednou z největších výhod varianty odlitku je zmíněný libovolný tvar. Ten může být téměř jakkoli přizpůsoben danému namáhání. Návrh není tolik omezen výrobními možnostmi jako u řešení vycházejících z normalizovaných polotovarů. Zvolený materiál taktéž odpovídá trendu moderní konstrukce, kdy poměr hmotnosti a pevnosti je stěžejním faktorem pro výsledný návrh. Celkový počet dodávaných cantileverů umístěných v 74 soupravách metra je 2232. Při této sérii je již výhodná výroba formy pro odlévání. Počáteční investice je sice nákladná, ale rozdělená na celkový počet vyráběných kusů. K výrobě svařovaných variant je zapotřebí použití přípravků, jejichž cena není vysoká jako forma pro odlévání, avšak samotná výroba a práce bude nesrovnatelně náročnější a dražší.

Tvar součásti byl v průběhu řešení na základě pevnostní analýzy iteračně měněn. Prezentovaná varianta je poslední platná a vychází z tvaru předběžného návrhu. Ten byl upraven především z důvodu pevnostních nedostatků při podélném zatížení. Postup práce a optimalizace součásti jsou patrné z obr. 6.1.





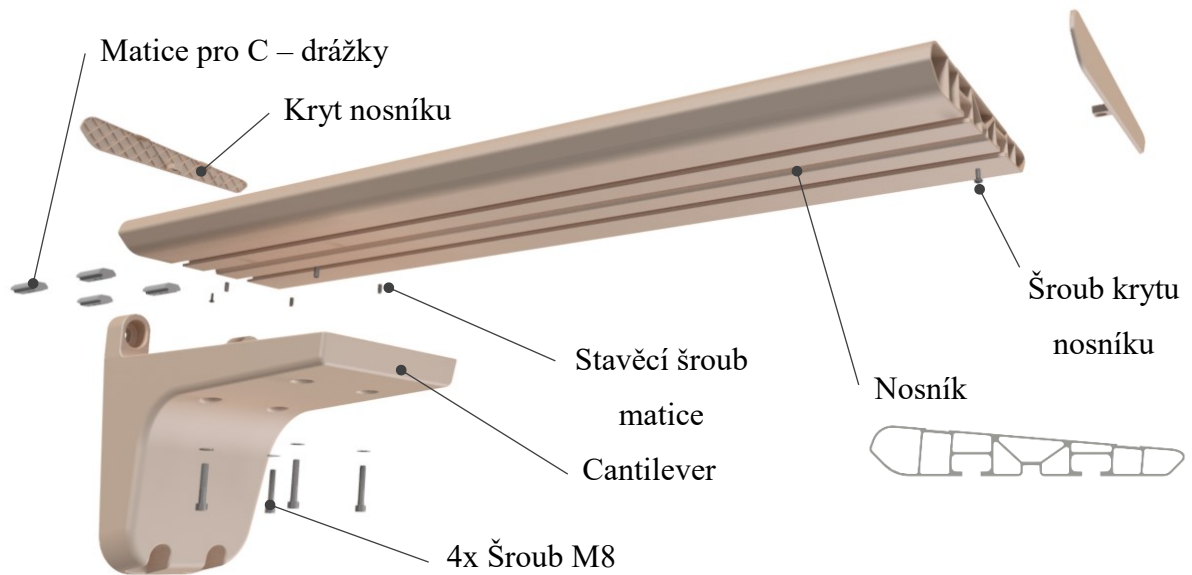
Obr. 6.1 – Postup úprav součásti

Výsledný tvar součásti odpovídá zadanému designu. Prvky lišící se od zadaní jsou přítomny pouze z důvodu funkčnosti. Konkrétně se jedná o zahloubení šroubových spojů.

6.1 Postup tvorby 3D modelu

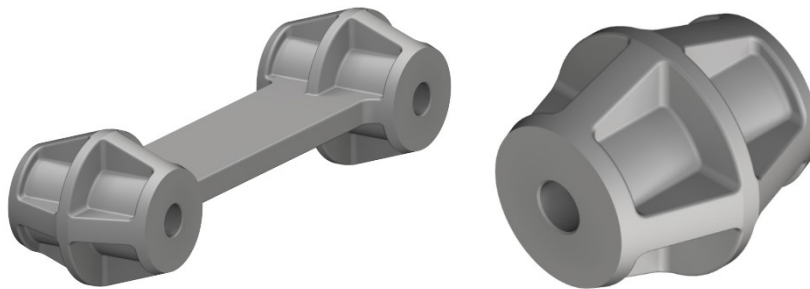
Součást je vůči střední rovině symetrická, proto je po celou dobu tvořena pouze polovina modelu. V prvním kroku je vytažen plný objem součásti se základními rozměry. Je vytvořena příruba pro připojení vrchních šroubů a zahloubení pro hlavu šroubu. Šroubové spoje této varianty budou přiznané, proto je důležité, aby nevyčnívaly nad obrys součásti. V dalším kroku je celá součást převedena na tenkostěnnou skořepinu o konstantní tloušťce stěny 8 mm. V bočních nosných částech tak vznikne zužující se dutina. Jak je u odlitků běžné, veškeré hrany a přechody jsou zaobleny. Zaoblení vnějších hran odpovídá zadanému designu. V posledním kroku jsou v místech připojení cantileveru a nosníku vytvořeny příruby s otvory a zahloubením. Tyto příruby jsou spojeny žebry, která celou součást vyztužují a činí odolnější kombinovanému namáhání. Na závěr je součást zrcadlena dle roviny symetrie.

Kompletním řešením této práce je podsestava (0-B-DP17 1) cantileveru a nosníku včetně jeho spojení. Podsestavu s popisem je možné vidět na obr. 6.2.



Obr. 6.2 – Podsestava cantileveru a nosníku

Tato podsestava pak dále navazuje na hlavní sestavu sedadel (1-B-DP17 S) a připojení k bočnici hrubé stavby vozidla. Součástí této sestavy jsou také navržené distanční příruby (obr. 6.3), které překonávají vzdálenost mezi cantileverem a C – drážkou hrubé stavby.



Obr. 6.3 – Distanční příruby

Distanční příruby jsou rovněž vyrobeny jako odlitky ze slitiny hliníku. Parametry tohoto spojení hrají roli při pevnostní kontrole šroubových spojů, konkrétně v části určení tuhostí spojovaných přírub a silových poměrů spoje.

6.2 Volba materiálu

Jako možný materiál odlitku jsou uvažovány tyto slitiny hliníku (tab. 6.1). Volbu konkrétní slitiny je nutné konzultovat v návaznosti na procesu výroby. S ohledem na budoucí výsledky pevnostní analýzy je možné konstatovat, že slitiny hliníku s vyšší pevností budou

odolnější většímu namáhání, lokálním špičkám napětí či otláčení v místech šroubových spojů. Nevýhodou slitin se zvýšenou pevností je však menší hodnota tažnosti a celkově snížená houževnatost materiálu. Při výběru materiálu je nutné brát v potaz také příslušné tepelné zpracování ovlivňující konečné mechanické vlastnosti. Volba materiálu vychází z normy ČSN EN 1706 s názvem Hliník a jeho slitiny – Odlitky – Chemické složení a mechanické vlastnosti. Uvedené hodnoty mechanických vlastností jsou pro odděleně odlitá zkušební tělesa slitin litych do kovových forem.

Tab. 6.1 – Slitiny hliníku [12]

Skupina slitin	Označení slitiny		Stav	Min. mez pevnosti R_m [MPa]	Min. smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Min. tažnost A [%]	Minimální tvrdost HBW
	Číselné	Chemickou značkou					
AlCu	EN AC - 21000	EN AC-Al Cu4MgTi	T4	320	200	8	95
	EN AC - 21100	EN AC-Al Cu4Ti	T6	330	220	7	95
AlSi7Mg	EN AC- 42100	EN AC-Al Si7Mg0,3	T6	290	210	4	90
	EN AC- 42200	EN AC-Al Si7Mg0,6	T6	320	240	3	100

Aby mohla být k výrobě použita jakákoli z uvedených slitin, je volena referenční hodnota meze kluzu $R_{ref} = 180 [MPa]$, která je snížena oproti minimální hodnotě smluvní meze kluzu materiálu s nejnižší pevností. Napětí na celé součásti nesmí překročit tuto hodnotu. Lokální místa s případným překročením této hodnoty musí být posouzena individuálně. Materiály slitin hliníku nemají na rozdíl od běžných konstrukčních ocelových materiálů výraznou mez kluzu. Proto je zaváděna smluvní hodnota meze kluzu při dosažení plastické deformace 0,2 % původní délky. Zvolená referenční hodnota platí pouze pro statické namáhání během testovacích zatížení. Hodnoty mechanických vlastností použitých pro únavový výpočet jsou popsány v podkapitole 7.3.2. Testovací zatížení je výjimečným stavem namáhání, během běžného provozu nebude k podobně vysokým zatížením docházet.

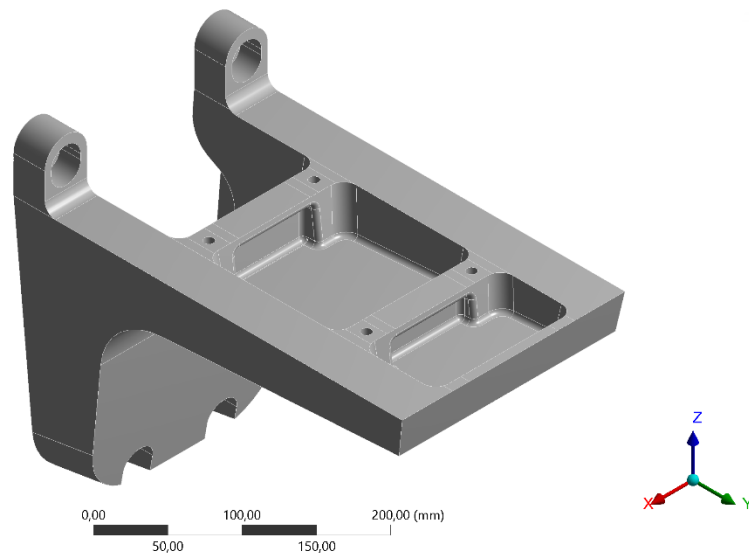
7 Pevnostní kontrola

Podkladem výpočtu je vytvořený 3D model. V práci jsou prezentovány výsledky pro finální verzi modelu, který byl iteračně upravován a optimalizován na základě právě provedených pevnostně deformačních analýz. Zadání silových účinků, aplikace okrajových podmínek a tvorba výpočetního modelu je vytvořena s ohledem na co největší přiblížení reálného chování součásti a eliminaci nepřesností výpočetní metody. Výpočet je řešen metodou počítačového modelování, tzv. metodou konečných prvků. K tomuto účelu je použit software ANSYS Workbench 16.2. Výpočet testovacích zátěžných stavů je proveden jako lineárně statický. Pro řešení únavy součásti je využito nástroje Fatigue Tool a neproporcionálního zatížení. Případ nárazu a vyhodnocení výsledků je řešeno s využitím nelineárního materiálového modelu s odlišným sklonem přímky závislosti napětí na prodloužení za mezí kluzu.

7.1 Příprava výpočetního modelu

Geometrický model

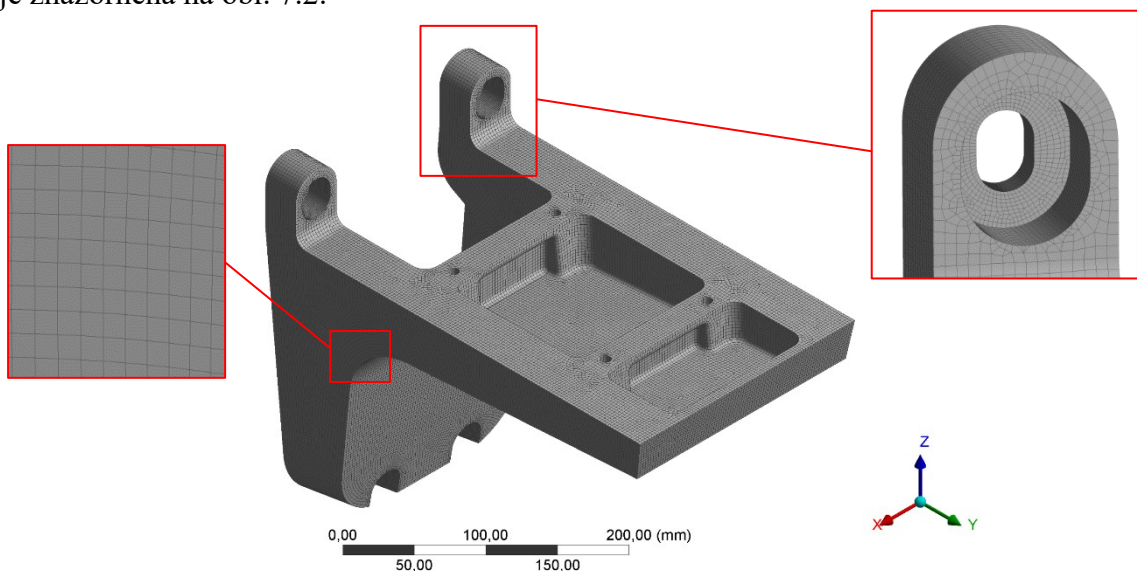
Vytvořený geometrický model byl pro účely pevnostně deformační analýzy upraven. Byly odstraněny některé rádiusy, zkosení a prvky součásti, které nemají zásadní vliv na výsledné chování součásti a výsledky (napětí, deformace). Toto zjednodušení je provedeno především z důvodu snížení hardwarových nároků a snížení výpočetního času. Na modelu je dále vytvořeno několik plošných regionů pro aplikaci okrajových podmínek. Konkrétně se jedná o místa kontaktu cantileveru a distanční příruby a kontaktu podložky s cantileverem (okrajová podmínka upevnění). V místě připojení hlavního nosníku je opět vytvořen plošný region o velikosti dané aktivní plochou, na které dochází k silovému přenosu (zavedení silových účinků od zatížení sedadla). Upravený geometrický model je vyobrazen na obr. 7.1.



Obr. 7.1 – Vstupní geometrický model

Konečnoprvková síť

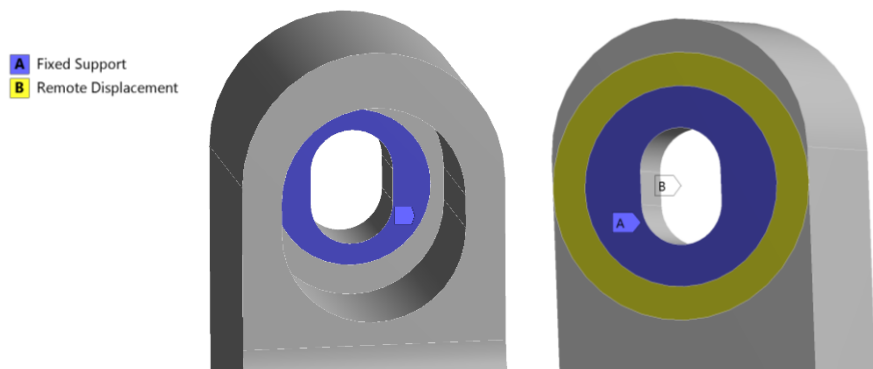
Další částí je využití výše popsaného modelu k vytvoření konečnoprvkové struktury. Pro tvorbu sítě je použita metoda dominance čtvercových prvků (hexdominant). Výchozí velikost prvku je volena na 2,5 mm. Tato velikost je zvolena cíleně, aby v každém místě součásti byly na tloušťku materiálu vždy minimálně 3 elementy. Problémem součástí se složitým tvarem (odlitky, výkovky) je znemožnění využití idealizovaných prvků, které jsou v porovnání s objemovými prvky méně náročné na hardware a výpočetní čas. Místa, u kterých se předpokládá výskyt zvýšeného napětí, byla vhodně ošetřena zjemněním sítě. Výsledná síť se skládá z 1313349 uzlů a 362318 elementů. Podoba této sítě je znázorněna na obr. 7.2.



Obr. 7.2 – Konečnoprvková síť

Okrajové podmínky

Na vytvořený konečnoprvkový model byly aplikovány okrajové podmínky nahrazující upevnění šroubovými spoji. S ohledem na rozsah práce a náročnost úlohy není možné vytvoření výpočetního modelu včetně šroubových spojů okolních přírub. Taková úloha vyžaduje pokročilé znalosti počítačového modelování a je nad rámec práce konstruktéra. Z tohoto důvodu je zachován lineární charakter úlohy a pro náhradu šroubových spojů je použita vhodná kombinace okrajových podmínek. Na místo podložek je aplikovaná pevná vazba (Fix Support). Ta odebírá všechny stupně volnosti, tedy 3 posuvy a 3 rotace (obr. 7.3).



Obr. 7.3 – Okrajové podmínky

Na straně druhé u distanční příruby je kontaktní plocha rozdělena na dvě oblasti. Vnitřní oblast kolem otvoru je opět znehybněna pomocí pevné vazby. Pro okolní vnější plochu je využita vazba vzdáleného posunutí (Remote Displacement), která znemožňuje posuv ve všech osách, ale umožňuje natočení. Tento způsob je použit z důvodu snížení výskytu singularit na zadní ploše kontaktu s přírubou. Pevná vazba totiž představuje dokonale tuhou část, kolem které se okolní materiál volně deformuje. Na přechodu těchto vazeb následně často vznikají fiktivní špičky napětí. Ve skutečnosti však žádná součást není dokonale tuhá a může se částečně deformovat.

Hodnoty vstupních zatížení jsou blíže popsány v kapitole 4. Zadání těchto sil je následně uskutečněno pomocí vzdálené síly (Remote Force), kdy vstupem jsou souřadnice působíště, hodnota síly a směr působení.

Materiálová data

Pro statické testovací zatížení je uvažován homogenní izotropní materiál a lineárně elastický materiálový model. Závislost napětí na poměrné deformaci je tedy lineární, není popsáno plastické chování materiálu nad mezí kluzu (smluvní mezí kluzu) a platí Hookův zákon.

Užité materiálové hodnoty v SW:

- hustota $\rho = 2700 [kg.m^{-3}]$,
- modul pružnosti v tahu $E = 71\,000 [MPa]$,
- Poissonovo číslo $\mu = 0,33 [-]$,
- zvolená referenční hodnota meze kluzu $R_{eref} = 180 [MPa]$.

7.2 Výsledky UIC 566

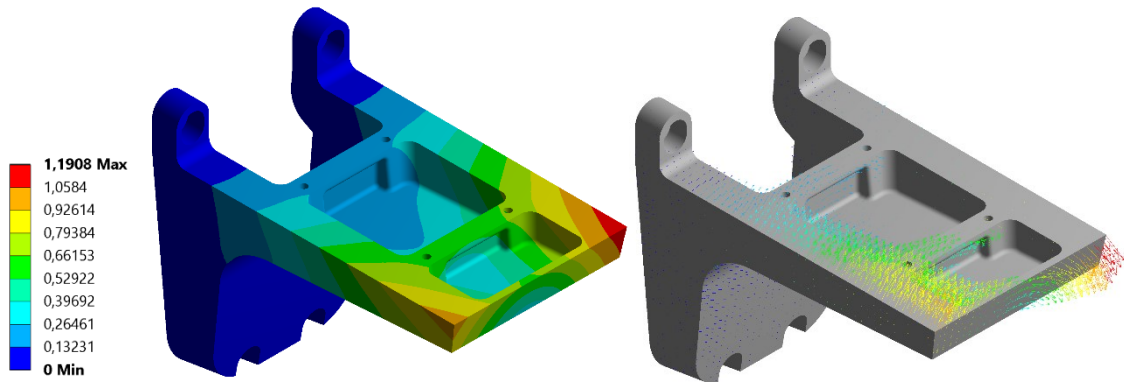
Dle normy UIC 566 byly provedeny celkem 4 pevnostní analýzy. První se týká testovacích zatížení, přičemž výsledky jsou prezentovány ve třech časech pro zatížení silami F_1 , F_3 a F_4 . Druhá analýza se týká případu nárazu, kdy na sedadlech není usazen pasažér. Třetí pevnostní analýza zobrazuje výsledky nárazu již s pasažérem. Jelikož v tomto případě dochází k výraznému překročení meze kluzu materiálu, je přistoupeno k analýze s nelineárním materiálovým modelem. Tím je možné určit oblasti u nichž dochází k plasticitě materiálu a zjistit, zda dojde při tomto výjimečném stavu k překročení meze pevnosti. Prezentovány jsou vždy výsledky s největší hodnotou napětí a deformace. Zbývající výsledky jsou prezentovány formou tabulky.

7.2.1 Testovací zatížení

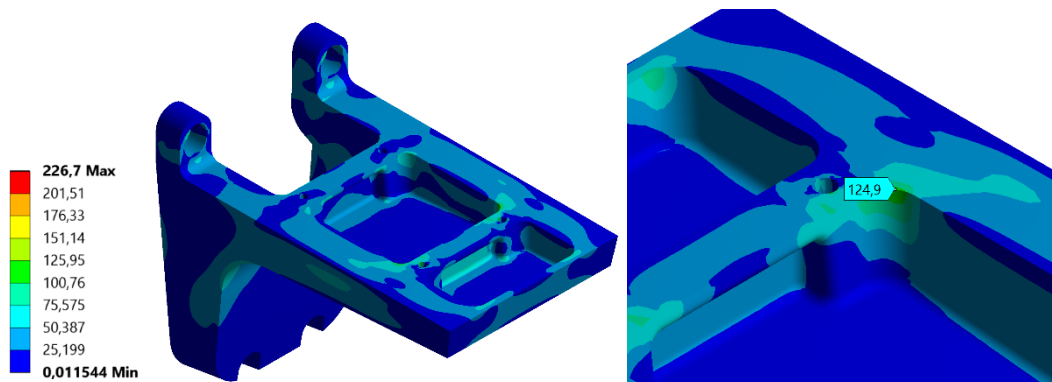
Výsledky analýz pro jednotlivé síly reprezentuje tabulka tab. 7.1. Napětí na součásti je posuzováno z globálního hlediska a následně v místě očekávaného vzniku singularity (upevnění šroubů) v případě, že napětí přesáhne zvolenou referenční hodnotu. Vznik napětí nad referenční hodnotou v jiném místě než upevnění šroubů, by bylo považováno za nevyhovující.

Tab. 7.1 – Výsledky analýzy – testovací zatížení dle UIC 566

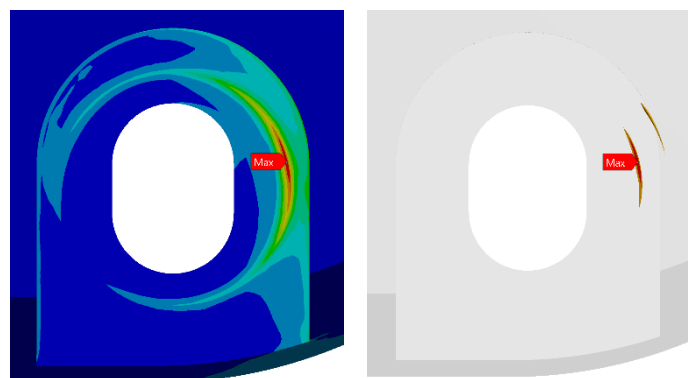
Síla	Deformace [mm]	Globální napětí [MPa]	Upevnění šroubů [MPa]
F₁	1,19	125	227
F₃	0,52	68	-
F₄	0,71	100	-



Obr. 7.4 – Deformace – testovací zatížení dle UIC 566



Obr. 7.5 – Napětí – testovací zatížení dle UIC 566



Obr. 7.6 – Napětí nad 180 MPa – testovací zatížení dle UIC 566

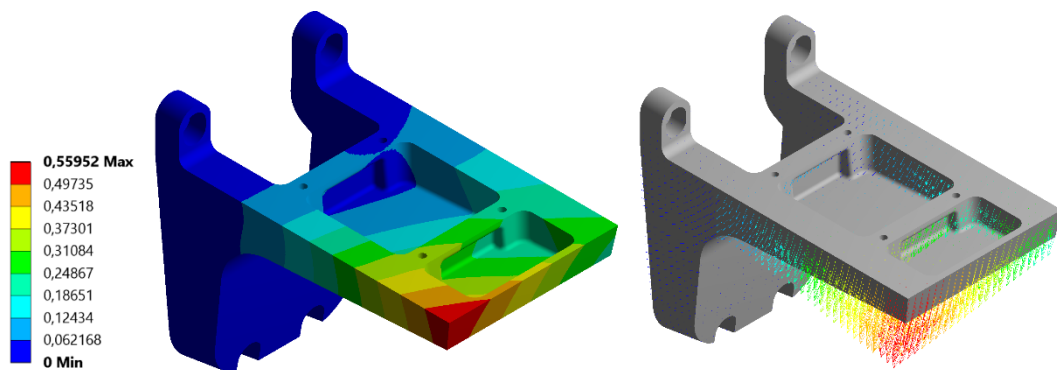
Jak je patrné z obr. 7.6, maximální napětí se koncentruje na hraně přechodu aplikované pevné vazby. Toto napětí lze považovat za singulární. Vyskytuje se pouze na hranách elementů a nezasahuje větší oblast. Na základě těchto faktů lze považovat součást podrobenou testovacímu zatížení dle UIC za vyhovující. Je nutné si uvědomit, že singulární napětí se bude v místě umístění pevné vazby vyskytovat ve všech provedených analýzách.

Pokud však hodnota tohoto napětí nepřesahuje referenční hodnotu napětí, nemá význam se tímto napětím zabývat. Podrobnější popis a vyhodnocení singulárních napětí je uvedeno v podkapitole 7.4.

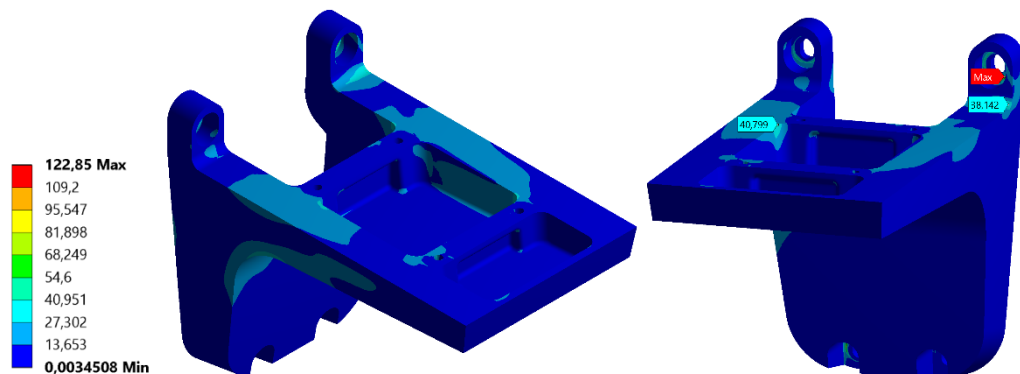
7.2.2 Případ nárazu

Pro případ nárazu jsou vyhodnocovány dvě odlišné pevnostní analýzy. První se týká nárazu neobsazených sedadel, druhý případ je pro náraz s pasažéry.

Náraz sedadel



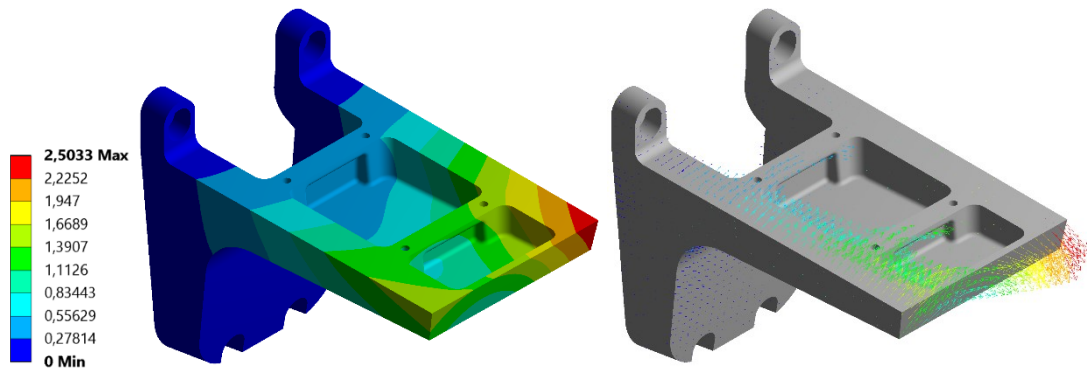
Obr. 7.7 – Deformace – náraz sedadel dle UIC 566



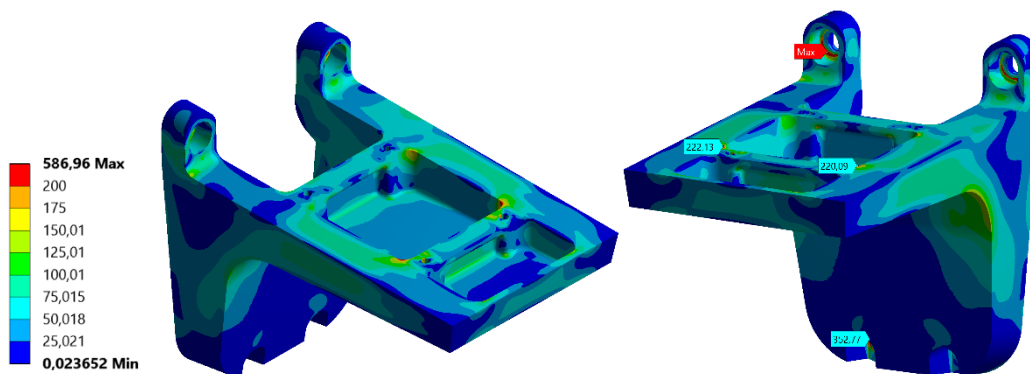
Obr. 7.8 – Napětí – náraz sedadel dle UIC 566

Testování nárazu na neobsazených sedadlech vyhovuje pevnostním kritériím.

Náraz sedadel s pasažéry

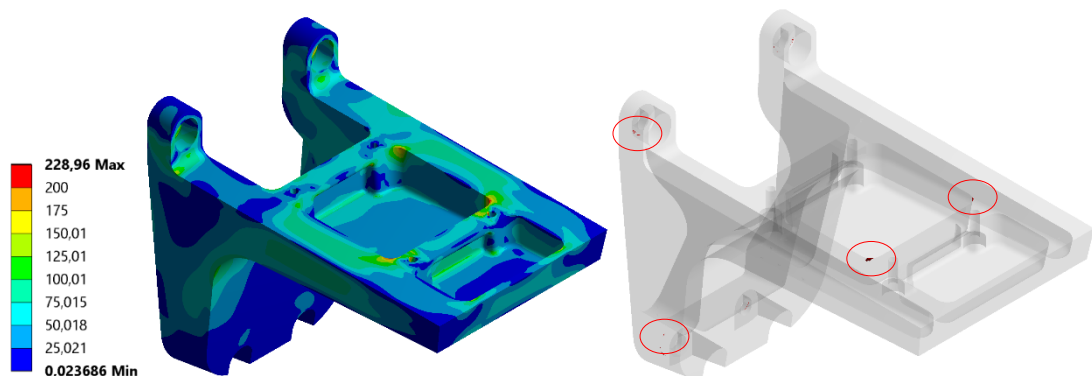


Obr. 7.9 – Deformace – náraz sedadel s pasažéry dle UIC 566



Obr. 7.10 – Napětí – náraz sedadel s pasažéry dle UIC 566

Hodnota napětí na více oblastech překračuje mez kluzu materiálu. Aby bylo možné posoudit, zda bude překročena také hodnota meze pevnosti, je nutné použití nelineárního matematického modelu. S ohledem na HW nároky je však přistoupeno ke zjednodušení výpočetního modelu v podobě generování hrubší konečnoprvkové sítě. Hraničním kritériem je pro tento mimořádný stav mez pevnosti $R_m = 290$ [MPa].



Obr. 7.11 – Napětí – náraz sedadel s pasažéry dle UIC 566 - plasticita

Výsledné hodnoty napětí při použití nelineárního materiálového modelu jsou výrazně nižší. K plasticitě materiálu došlo pouze v lokálních místech. Hodnota maximálního napětí dosahuje 230 MPa. Tato hodnota se dá považovat pro tento výjimečný stav za vyhovující.

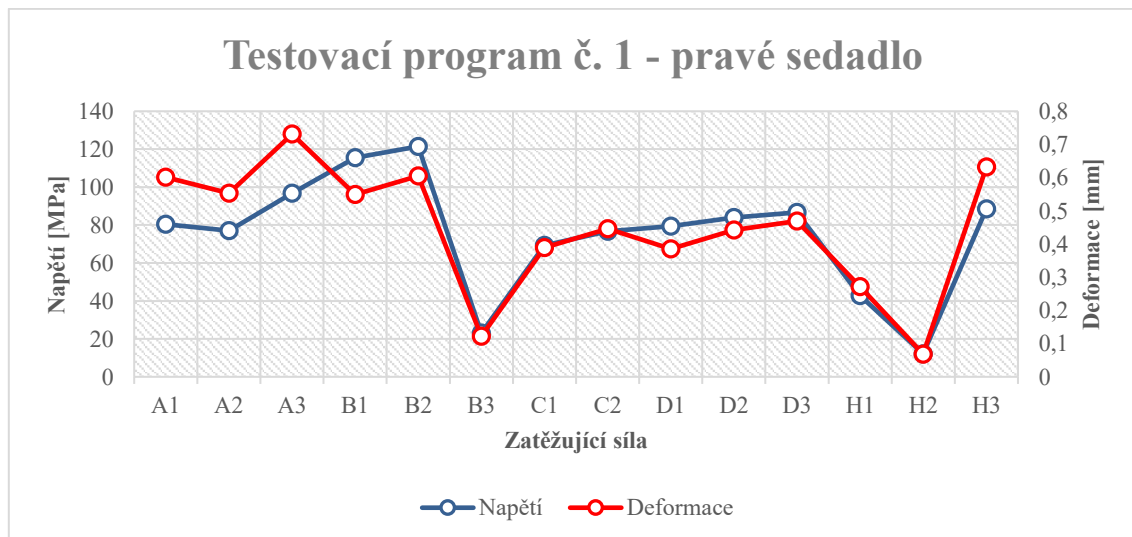
7.3 Výsledky NF 31–119

Vstupní zatížení opět vychází z kapitoly 4. Presentován je nejméně příznivý výsledek s největší hodnotou napětí. Ostatní výsledky jsou prezentovány pomocí grafů 7.1 – 7.4. Pro 6 statických testovacích programů dle NF 31-119 bylo provedeno celkem 9 pevnostně deformačních analýz s počtem 36 různých výsledků.

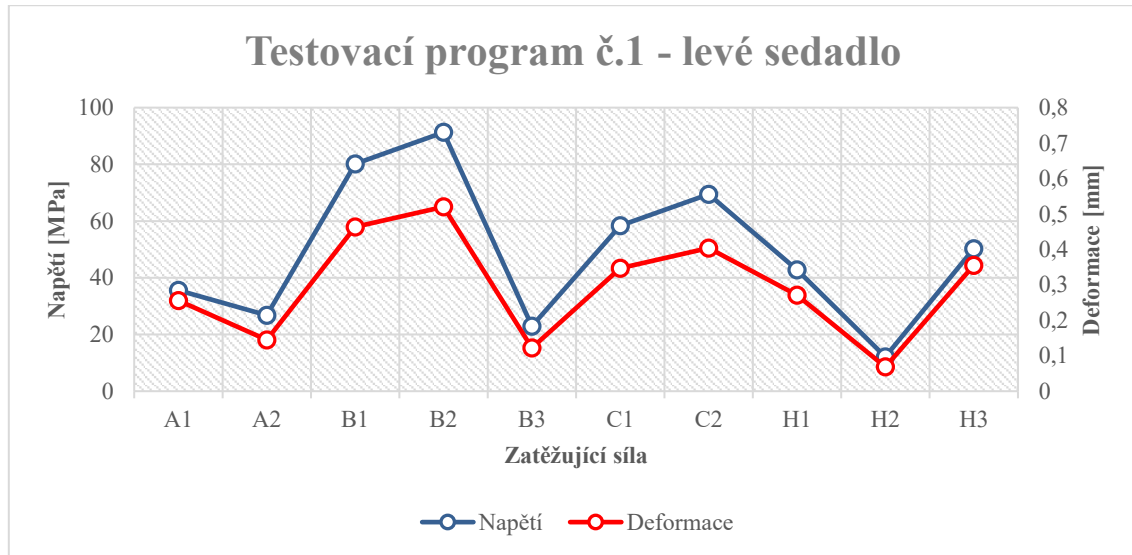
7.3.1 Testovací zatížení

Při testovacím programu č. 1 síly působí zvlášť na levé a pravé sedadlo, proto jsou výsledky rozděleny. V dalších testovacích programech síly působí na obě sedadla současně. V testovacích programech č. 3 – č.6 je pouze jeden výsledek napětí a deformace.

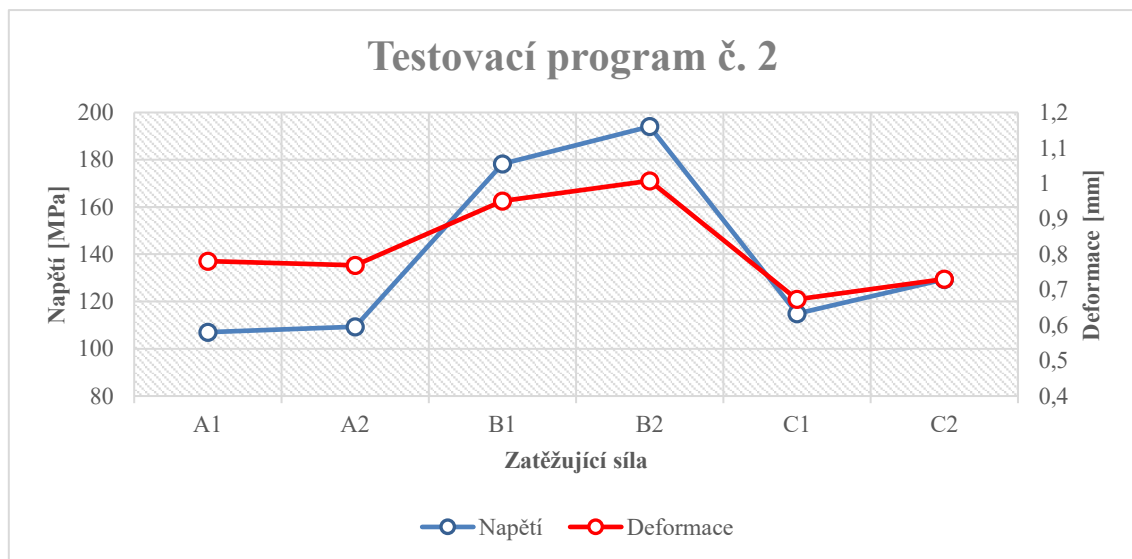
Graf 7.1 – Výsledky testovacího programu č. 1 – pravé sedadlo



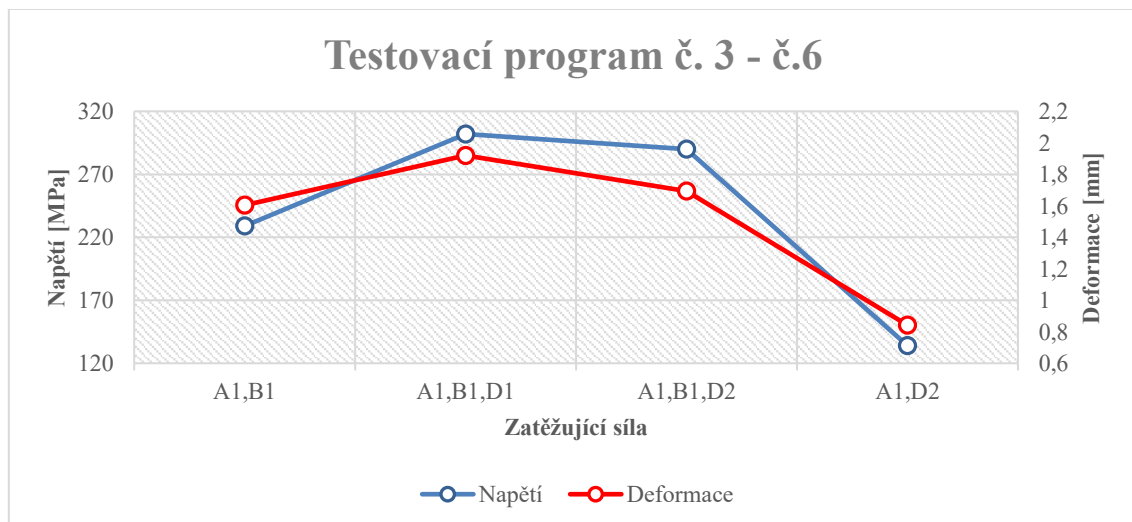
Graf 7.2 – Výsledky testovacího program č.1 – levé sedadlo



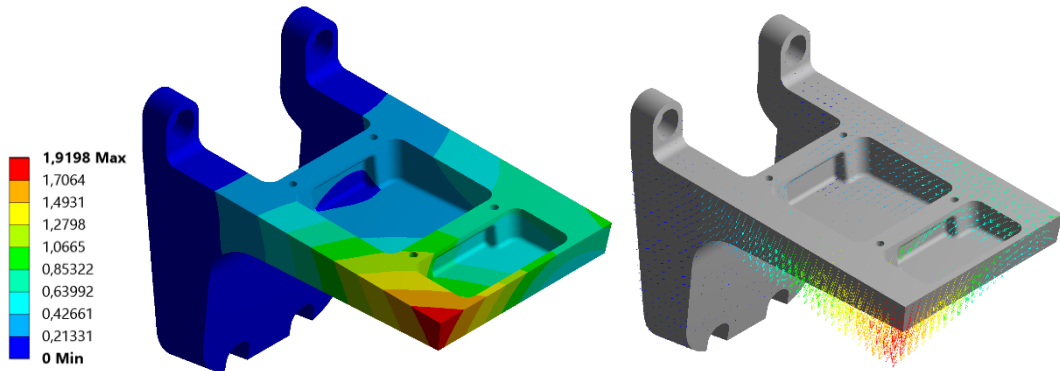
Graf 7.3 – Výsledky testovacího programu č.2



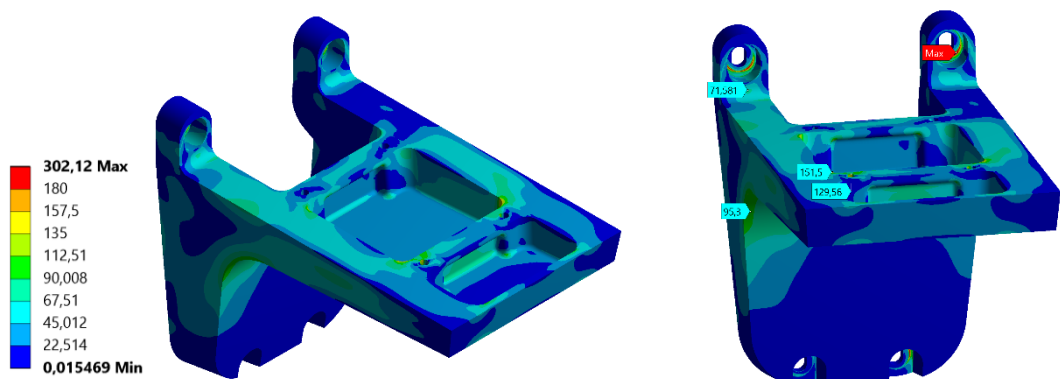
Graf 7.4 – Výsledky testovacího programu č. 3 – č. 6



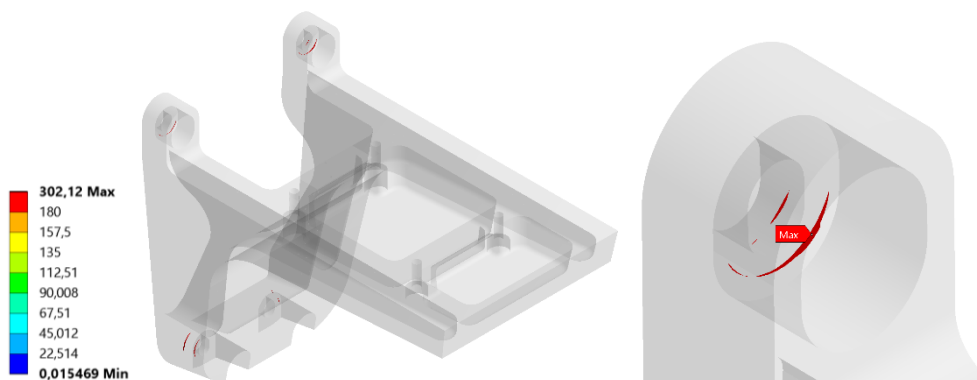
Referenční hodnota napětí byla překročena ve čtyřech případech. Opět se však jedná o fiktivní napětí na hraně přechodu okrajové podmínky. Nejvyšší hodnota napětí 302 MPa se vyskytuje při testovacím programu č. 4. Globální hodnota napětí na součásti je 156 MPa.



Obr. 7.12 – Deformace – testovací program č. 4



Obr. 7.13 – Napětí – testovací program č. 4



Obr. 7.14 – Napětí nad 180 MPa – testovací program č. 4

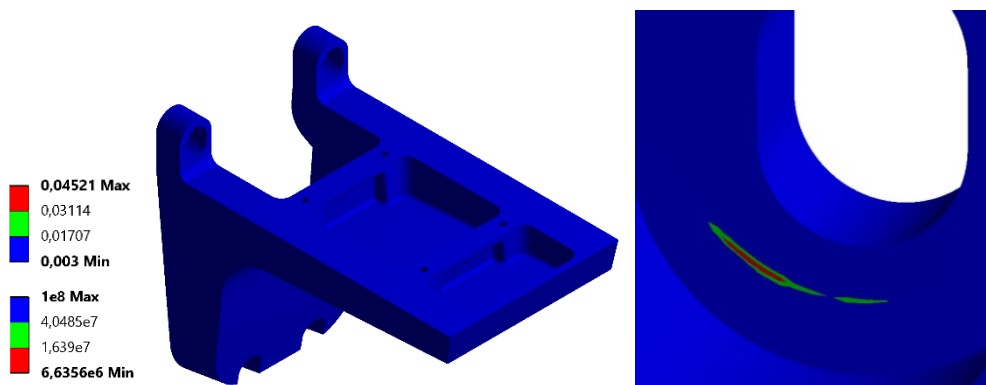
Obr. 7.14 znázorňuje rozložení napětí na součásti, které je vyšší než 180 MPa. Je možné vidět, že rozsáhlost oblasti, na které se toto napětí vyskytuje, je v porovnání s velikostí součásti zanedbatelné. Hodnota napětí je sice značně vysoká, avšak v případě singularity nijak neobvyklá. Pokud by došlo k dalšímu zjemnění sítě, hodnota tohoto napětí by dále narůstala, avšak hodnota napětí na zbylých oblastech součásti by zůstala neměnná.

S ohledem na složitost výpočetního modelu není možné provést citlivostní analýzu. Vyhodnocené výsledky jsou však prezentovány s dostatečně jemnou sítí.

7.3.2 Únavový výpočet

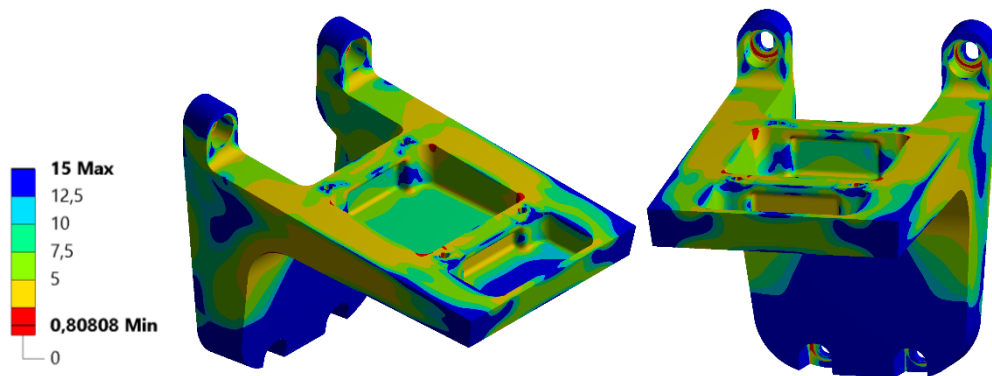
Součást je podrobena dvěma únavovým výpočtům. V obou případech je pro vyhodnocení životnosti použit nástroj Fatigue Tool dostupný v ANSYS Workbench 16.2. Materiálová data obsahující Wöhlerovu křivku odpovídají obecné slitině hliníku. Tato data jsou dostupná v nabídce hlavních materiálů příslušného SW a jsou převzata z dokumentu MIL-HDBK-5H Ministerstva obrany Spojených států amerických.

V prvním testovacím programu je součást zatěžována současně míjívým cyklem a dvakrát souměrně střídavým cyklem. Pro tento způsob zatěžování vznikají dva různé napěťové stavy. Tyto stavy jsou vyhodnoceny pomocí neproporcionálního zatížení v možnostech nastavení řešiče SW. Výsledkem výpočtu je udaná hodnota životnosti v počtech cyklů, bezpečnost na jednotlivých oblastech součásti a poškození (navrhovaná životnost dělená dostupnou životností). Použitý model pro aproximaci Haighova diagramu je dle Goodmana. Tento typ je vhodný spíše pro křehčí materiály, kterými hliníkové slitiny jsou. Modely převádějící obecný kmit na ekvivalentní souměrně střídavý kmit používají k určení životnosti statické materiálové vlastnosti – mez kluzu a mez pevnosti spolu s interpolací Wöhlerovy křivky. S ohledem na tabulku použitých materiálů je volena hodnota meze kluzu $R_e = 200 [MPa]$ a meze pevnosti $R_m = 300 [MPa]$.



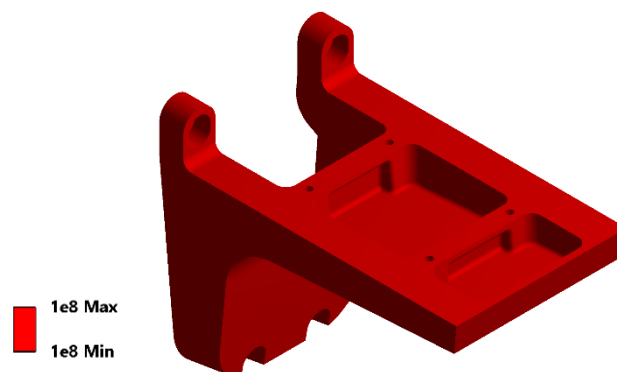
Obr. 7.15 – Životnost a poškození – testovací program č. 1

Minimální hodnota životnosti dosahuje $6,6 \cdot 10^6$ cyklů. Požadavek tohoto testovacího programu je $3 \cdot 10^5$, součást vyhovuje. Maximální hodnota poškození je tedy 0,045.

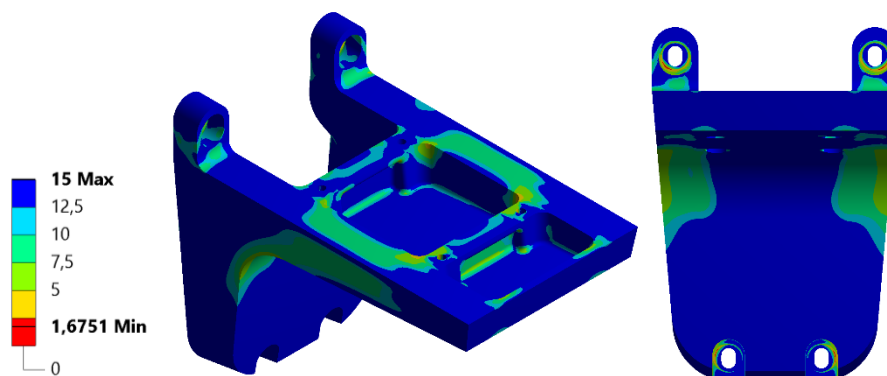


Obr. 7.16 – Bezpečnost vůči neomezené žívnosti – testovací program č. 1

V druhém testovacím programu je součást namáhána pouze míjivým cyklem. Pro tento testovací program součást kompletně vyhovuje kritérii trvalé pevnosti, pro hliníkovou slitinu je hranice trvalé pevnosti uváděna v SW 10^8 cyklů.



Obr. 7.17 – Životnost – testovací program č. 2



Obr. 7.18 – Bezpečnost vůči neomezené životnosti – testovací program č. 2

7.4 Vyhodnocení výsledků

Fakta shledávající součást vyhovující i přes výskyt singulárních napětí nad referenční hodnotou či hodnotou meze kluzu.

- Zvýšené napětí se koncentruje pouze v místě upevnění šroubových spojů. V jakémkoli jiném místě je hodnota napětí vždy pod hranicí zvolené referenční hodnoty napětí.
- Singulární napětí se vyskytuje na přechodu aplikované pevné vazby, což je pro takto definovanou úlohu a statický charakter modelu obvyklé.
- Hodnotu přesahující nejenom zvolenou referenční hodnotu napětí, ale také napětí nad smluvní mezí kluzu případného materiálu (min. 200 MPa), není možné správně vyhodnotit. Pro výpočet je použit lineární materiálový model. Ve skutečnosti je však závislost mezi napětím a poměrnou deformací nad mezí kluzu odlišná od totožné závislosti pod mezí kluzu. Typickým projevem plasticity materiálu je snížený růst hodnoty napětí a rozšíření na větší oblast. Naopak při neměnné lineární závislosti vzrůstá hodnota napětí na malé lokální oblasti.
- Kritérium pevnosti je na zbylých částech pro všechny statické stavy splněno.
- Všechny zátěžné stavy, u kterých se vyskytuje zvýšené lokální napětí, jsou pouze testovacími zatíženími, která se nebudou víckrát opakovat. Slouží pouze k posouzení odolnosti sedadlové struktury a jejího upevnění při mimořádných situacích na testovacím prototypu.
- Tato zvýšená napětí jsou vždy napětími v tlaku. Pokud by opravdu v reálné situaci došlo ke zvýšení napětí v místech šroubových spojů, dojde k nepatrnému otláčení hrany podložky do materiálu. Tento stav však nemá významný vliv na pevnost součásti a bezpečnost cestujících.
- Kritérium životnosti pro únavové zatížení je splněno.

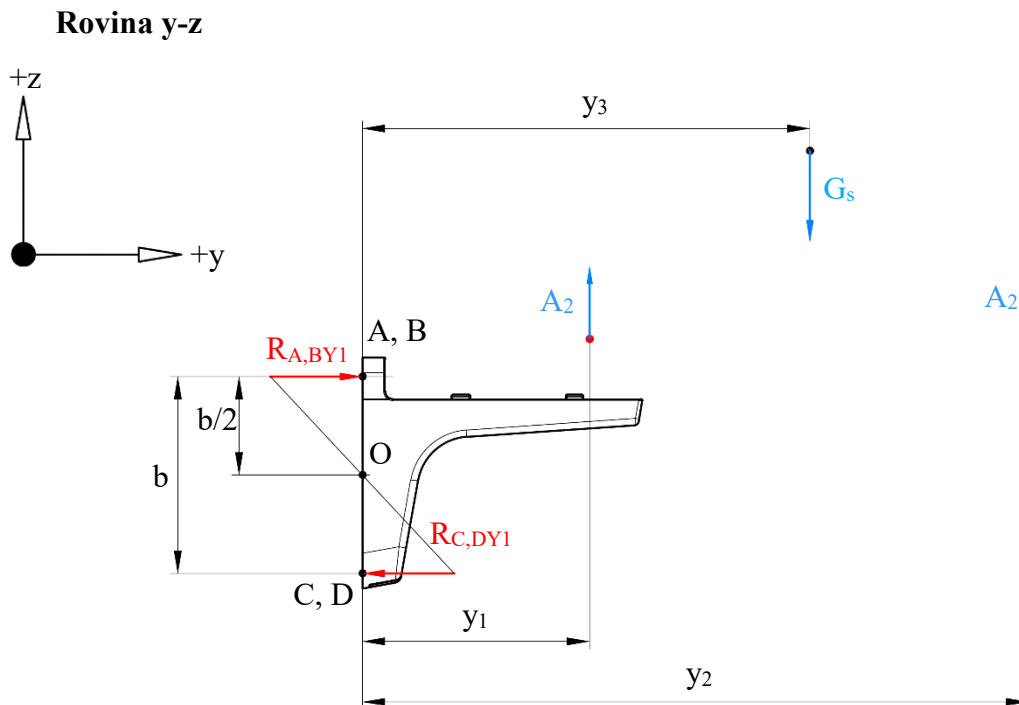
Na základě výše uvedeného je možné usoudit, že navržená součást splňuje zadané pevnostní požadavky.

8 Kontrolní výpočet šroubového spoje

Závěrečnou částí této práce je kontrola šroubového spoje mezi cantileverem a boční stěnou hrubé stavby. Odvození reakcí, výpočet sil působících na šroubový spoj a výsledná statická bezpečnost jsou provedeny pro statickou zkoušku sedadel dle NF F31-119, testovací program č. 4, který je dle způsobu zatížení pro upevnění sedadel nejméně příznivý.

8.1 Určení reakcí

V následující části je odvozen postup stanovení reakcí. Síly působící na sedadlo v místě upevnění šroubu vytvářejí kombinované namáhání. Svislé síly vyvolávají klopný moment a přídatnou sílu do osy šroubu. Podélné síly vyvolávají opět klopný moment, ale také navíc moment rovnoběžný s rovinou třecí vazby tzv. moment kolem těžiště šroubu. A právě reakce zachycující tento moment klade největší nároky na silové poměry ve spoji. Tato část reakce spolu se všemi silami rovnoběžnými s rovinou třecí vazby musí být přenesena pomocí tření do osy šroubu. Značení dílčích reakcí se odvíjí od zavedeného souřadnicového systému (x, y, z) a označení šroubů (A-D).



Obr. 8.1 – Působení sil v rovině y-z

Momentová rovnováha k bodu otáčení:

$$\sum M_O = A_2 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 - G_S \cdot y_3 - R_{AY1} \cdot \frac{b}{2} - R_{BY1} \cdot \frac{b}{2} - R_{CY1} \cdot \frac{b}{2} - R_{DY1} \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (8.1)$$

$$R_{AY1} = R_{BY1} = R_{CY1} = R_{DY1} = R_{Y1}$$

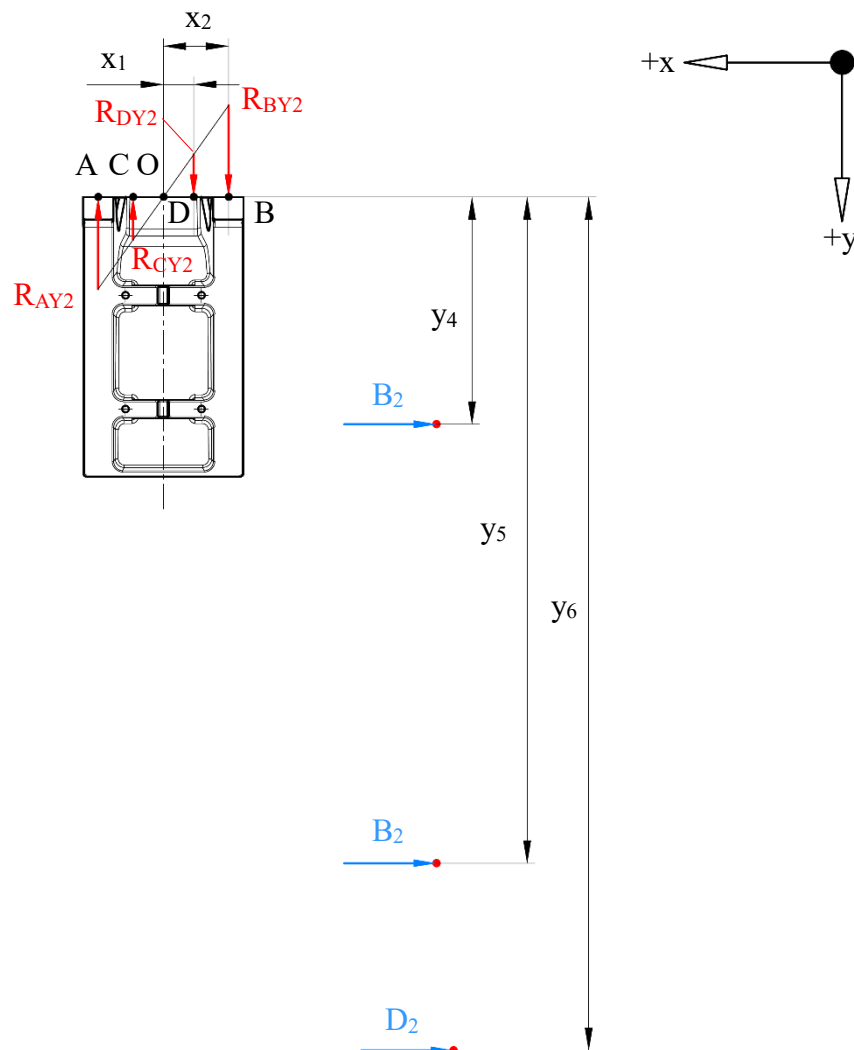
$$A_2 \cdot (y_1 + y_2) - G_S \cdot y_3 - 4 \cdot R_{Y1} \cdot \frac{b}{2} = 0$$

Reakce šroubů A, B, C, D zachycující klopný moment:

$$R_{Y1} = \frac{A_2 \cdot (y_1 + y_2) - G_S \cdot y_3}{2 \cdot b} = \frac{1200 \cdot (300 + 880) - 350 \cdot 591}{2 \cdot 260} \quad (8.2)$$

$$R_{Y1} = 2325 \text{ [N]}$$

Rovina x-y



Obr. 8.2 – Působení sil v rovině x-y

Momentová rovnováha k bodu otáčení:

$$R_{AY2} \cdot x_2 + R_{CY2} \cdot x_1 + R_{DY2} \cdot x_1 + R_{BY2} \cdot x_2 - B_2 \cdot y_4 - B_2 \cdot y_5 - D_2 \cdot y_6 = 0 \quad (8.3)$$

$$R_{AY2} = R_{BY2} = R_{Y2}$$

$$R_{CY2} = R_{DY2} = R_{Y3}$$

$$2 \cdot R_{Y2} \cdot x_2 + 2 \cdot R_{Y3} \cdot x_1 - B_2 \cdot (y_4 + y_5) - D_2 \cdot y_6 = 0$$

$$\frac{R_{Y3}}{x_1} = \frac{R_{Y2}}{x_2} \Rightarrow R_{Y3} = R_{Y2} \cdot \frac{x_1}{x_2}$$

$$2 \cdot R_{Y2} \cdot x_2 + 2 \cdot R_{Y2} \cdot \frac{x_1^2}{x_2} = B_2 \cdot (y_4 + y_5) + D_2 \cdot y_6$$

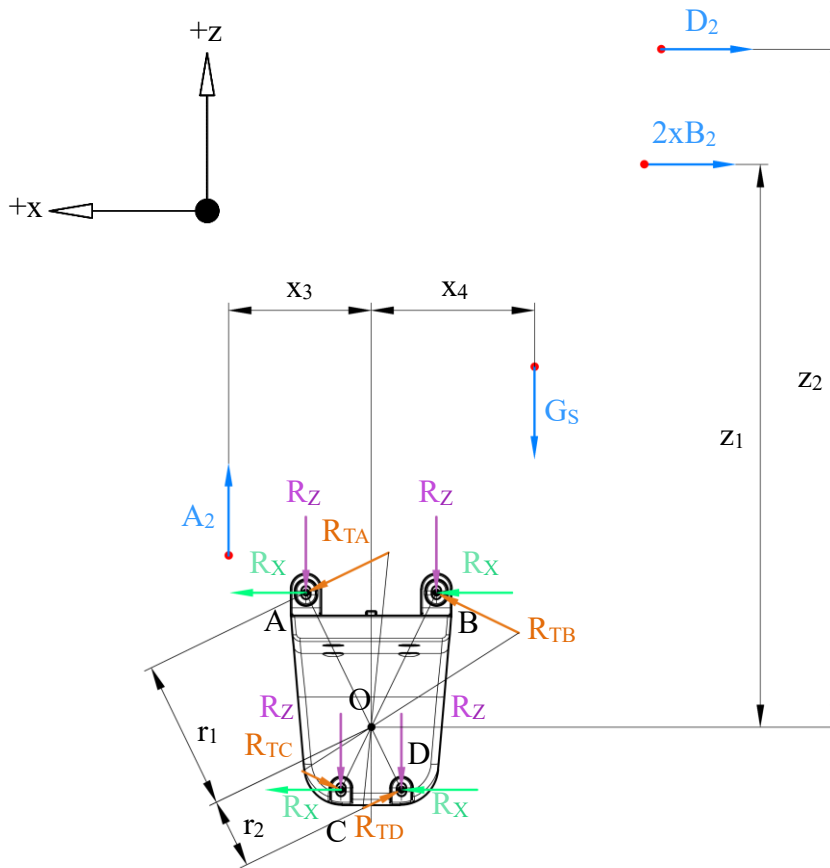
Reakce šroubů A, B zachycující klopný moment:

$$R_{Y2} = \frac{B_2 \cdot (y_4 + y_5) + D_2 \cdot y_6}{2 \cdot x_2 + 2 \cdot \frac{x_1^2}{x_2}} = \frac{1500 \cdot (300 + 880) + 800 \cdot 1127}{2 \cdot 86 + 2 \cdot \frac{40^2}{86}} = 12770 \text{ [N]} \quad (8.4)$$

Reakce šroubů C, D zachycující klopný moment:

$$R_{Y3} = R_{Y2} \cdot \frac{x_1}{x_2} = 12770 \cdot \frac{40}{86} = 5940 \text{ [N]} \quad (8.5)$$

Rovina x-z



Obr. 8.3 – Působení sil v rovině x-z

Momentová rovnováha k těžišti šroubů:

$$\sum M_O = R_{TA} \cdot r_1 + R_{TB} \cdot r_1 + R_{TC} \cdot r_2 + R_{TD} \cdot r_2 - 2 \cdot B_2 \cdot z_1 - 2 \cdot A_2 \cdot x_3 - G_S \cdot x_4 - D_2 \cdot z_2 = 0 \quad (8.6)$$

$$\begin{cases} R_{TA} = R_{TB} = R_{T1} \\ R_{TC} = R_{TD} = R_{T2} \end{cases}$$

$$2 \cdot R_{T1} \cdot r_1 + 2 \cdot R_{T2} \cdot r_2 - 2 \cdot B_2 \cdot z_1 - 2 \cdot A_2 \cdot x_3 - G_S \cdot x_4 - D_2 \cdot z_2 = 0$$

$$\frac{R_{T2}}{r_2} = \frac{R_{T1}}{r_1} \Rightarrow R_{T2} = \frac{R_{T1} \cdot r_2}{r_1}$$

$$2 \cdot R_{T1} \cdot r_1 + \frac{R_{T1} \cdot r_2^2}{r_1} = 2 \cdot B_2 \cdot z_1 + 2 \cdot A_2 \cdot x_3 + G_S \cdot x_4 + D_2 \cdot z_2$$

Tečná reakce šroubů A, B:

$$R_{T1} = \frac{2 \cdot B_2 \cdot z_1 + 2 \cdot A_2 \cdot x_3 + G_S \cdot x_4 + D_2 \cdot z_2}{\left(2 \cdot r_1 + \frac{2 \cdot r_2^2}{r_1}\right)} \quad (8.7)$$

$$R_{T1} = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 743 + 2 \cdot 1200 \cdot 188 + 350 \cdot 216 + 800 \cdot 895}{\left(2 \cdot 197 + \frac{2 \cdot 92^2}{197}\right)} = 7234 \text{ [N]}$$

Tečná reakce šroubů C, D:

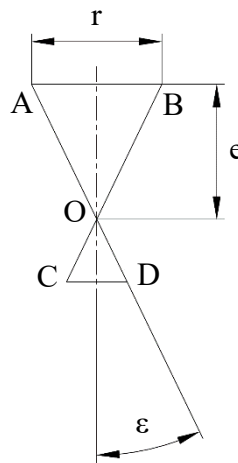
$$R_{T2} = \frac{R_{T1} \cdot r_2}{r_1} = \frac{7234 \cdot 92}{197} = 3378 \text{ [N]} \quad (8.8)$$

Reakce svislých sil:

$$R_Z = \frac{2 \cdot A_2 - G_S}{4} = \frac{2 \cdot 1200 - 350}{4} = 513 \text{ [N]} \quad (8.9)$$

Reakce podélných sil:

$$R_X = \frac{2 \cdot B_2 + D_2}{4} = \frac{2 \cdot 1500 + 800}{4} = 950 \text{ [N]} \quad (8.10)$$



Obr. 8.4 – Geometrický rozklad pro určení sil

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{r}{e} \quad (8.11)$$

$$\varepsilon = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{r}{e} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{172}{177,5} \right) = 25,9 \text{ [}^\circ \text{]}$$

Výsledná tečná reakce šroubů:

$$R_{TAV} = \sqrt{(R_{TAX} + R_X)^2 + (R_{TAZ} - R_Z)^2} \quad (8.12)$$

$$R_{TAV} = \sqrt{(R_{TA} \cdot \cos \varepsilon + R_X)^2 + (R_{TA} \cdot \sin \varepsilon + R_Z)^2}$$

$$R_{TAV} = \sqrt{(7234 \cdot \cos(25,9^\circ) + 950)^2 + (7234 \cdot \sin(25,9^\circ) + 513)^2}$$

$$R_{TAV} = 8313 \text{ [N]}$$

$$R_{TBV} = \sqrt{(R_{TBX} + R_X)^2 + (R_{TBZ} - R_Z)^2} = 7914 \text{ [N]} \quad (8.13)$$

$$R_{TCV} = \sqrt{(R_{TCX} - R_X)^2 + (R_{TCZ} + R_Z)^2} = 2883 \text{ [N]} \quad (8.14)$$

$$R_{TDV} = \sqrt{(R_{TDX} - R_X)^2 + (R_{TDZ} - R_Z)^2} = 2300 \text{ [N]} \quad (8.15)$$

Přenesení výsledné tečné reakce do osy šroubu:

$$R_{TAV} < F_T \quad (8.16)$$

$$k_t \cdot R_{TAV} = f \cdot F_{NA}$$

$$F_{NA} = \frac{k_t \cdot R_{TAV}}{f} = \frac{1,3 \cdot 8313}{0,3} = 36023 \text{ [N]} \quad (8.17)$$

$$F_{NB} = 34294 \text{ [N]}$$

$$F_{NC} = 12493 \text{ [N]}$$

$$F_{ND} = 9968 \text{ [N]}$$

kde:

k_t [-] - bezpečnost prokluzu třecí vazby

f [-] - součinitel smykového tření [16]

Třecí vazba je přenášena souběžně mezi dílčími přírubami. Materiál těchto přírub je slitina hliníku (celkový podíl hliníku cca 90%). Hodnota statického součinitele smykového tření pro kontakt mezi slitinami hliníku není v literatuře uváděna. Pro styk čistého hliníku se hodnota pohybuje okolo $f = 1[-]$. S ohledem na bezpečnost a neověřená vstupní data je hodnota tohoto součinitele volena $f = 0,3[-]$.

Výsledná provozní síla v ose šroubu:

$$F_{PA} = R_{AY2} - R_{AY1} = 12770 - 2325 = 10445 \text{ [N]} \quad (8.18)$$

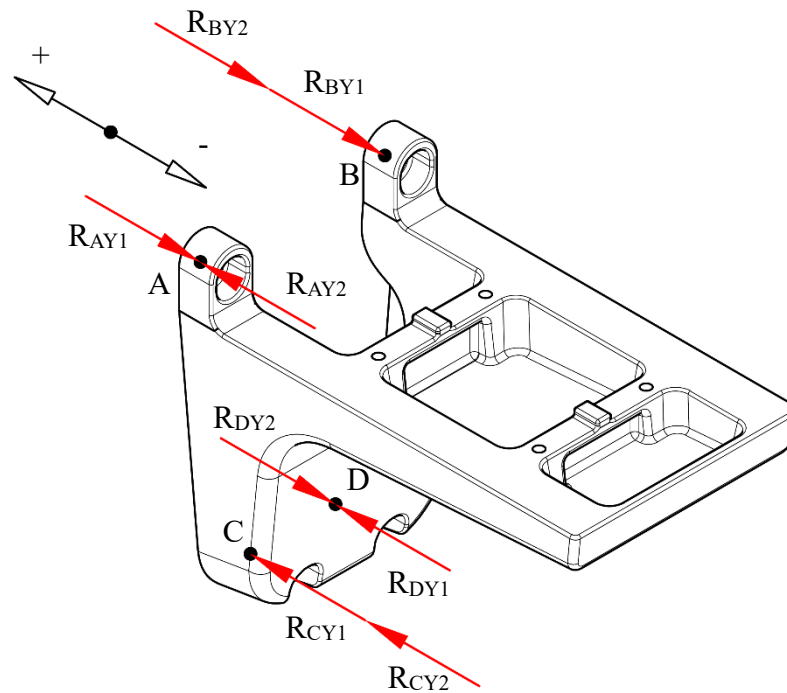
$$F_{PB} = -R_{BY1} - R_{BY2} = -2325 - 12770 = -15095 \text{ [N]} \quad (8.19)$$

$$F_{PC} = R_{CY1} - R_{CY2} = 2325 + 5940 = 8265 \text{ [N]} \quad (8.20)$$

$$F_{PD} = R_{DY1} - R_{DY2} = 2325 - 5940 = -3614 \text{ [N]} \quad (8.21)$$

Záporná hodnota přídavné osově síly F_{Pi} znamená, že příslušný šroub není namáhán přídavnou osovou silou, ale naopak, v místě tohoto šroubu jsou příruby stlačovány a šroub odlehčován. Nejvíce namáháný je šroub A. V tomto místě je hodnota od přenášené třecí

vazby nejvyšší, dále je šroub nejvíce namáhán provozní silou od klopného momentu. Schématické znázornění provozních osových účinků je možné vidět na obr. 8.5.



Obr. 8.5 – Silové účinky

8.2 Tuhost šroubu a přírub

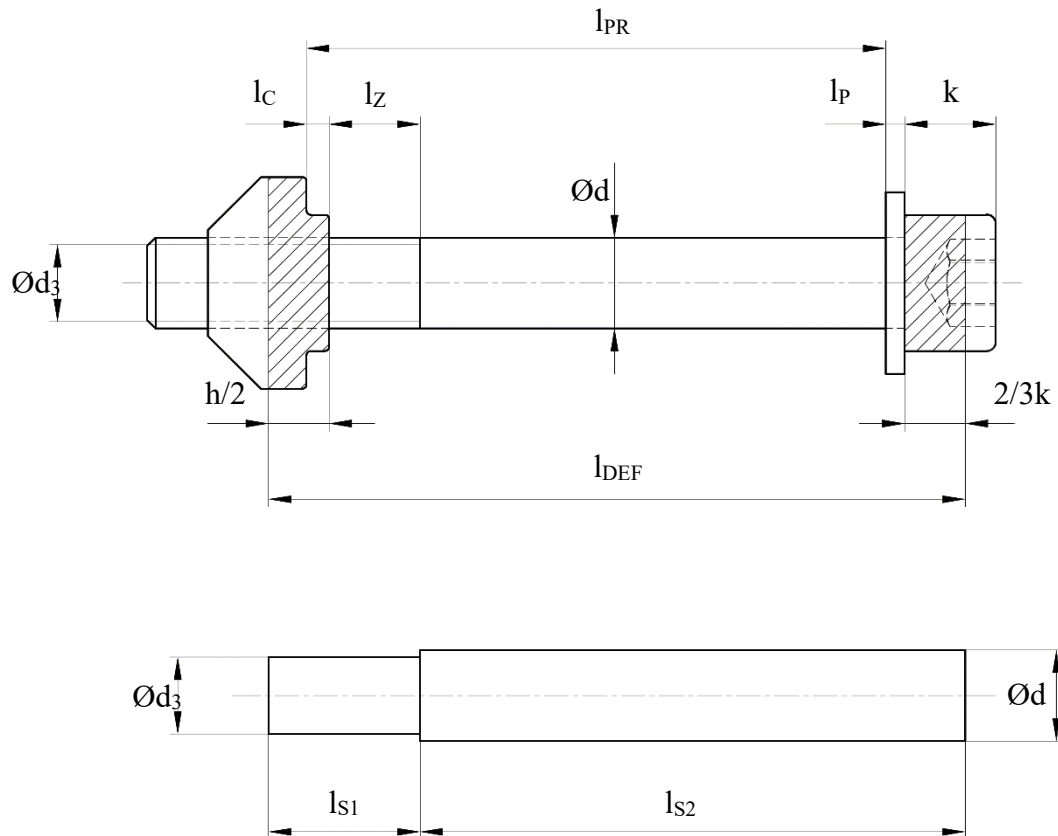
K určení hodnoty tuhosti se předpokládá pružná deformace šroubu v oblasti platnosti Hookova zákona. Základním vztahem pro vyjádření tuhosti deformované součásti je:

$$c = \frac{E \cdot S}{l} [N \cdot mm^{-1}] \quad (8.22)$$

kde:

c	$[N \cdot mm^{-1}]$	- tuhost
E	$[MPa]$	- modul pružnosti v tahu [17]
S	$[mm^2]$	- průřez deformovaného tělesa
l	$[mm]$	- délka deformovaného tělesa

Jelikož reálný šroub nemá po celé své délce konstantní průřez, řešením celkové tuhosti bude sériové řazení dílčích částí šroubu. Tvorba zjednodušeného výpočetního modelu šroubu vychází z proporčního schématu daného šroubového spoje (obr. 8.6).



Obr. 8.6 – Schéma výpočetního modelu šroubu

kde:

- l_{PR} [mm] - délka přírub
- l_C [mm] - tloušťka příruby C drážky
- l_Z [mm] - vzdálenost závitu k matici
- l_P [mm] - tloušťka podložky
- h [mm] - výška matice
- k [mm] - výška hlavy šroubu

Deformační délka šroubu l_{DEF} se skládá z délky přírub, deformační vzdálenosti hlavy šroubu a matice. Model je následně rozdělen dle velikosti průřezu, odvíjející se od průměru šroubu.

Tuhost první části šroubu:

$$l_{S1} = \frac{1}{2} \cdot h + l_Z = \frac{1}{2} \cdot 16 + 12 = 20 \text{ [mm]} \quad (8.23)$$

$$c_{S1} = \frac{E \cdot S_1}{l_{S1}} = \frac{E \cdot \pi \cdot d_3^2}{4 \cdot l_{S1}} = \frac{210000 \cdot \pi \cdot 10,16^2}{4 \cdot 20} = 851269 [N \cdot mm^{-1}]$$

Tuhost druhé části šroubu:

$$l_{S2} = \frac{2}{3} \cdot k + l_P + l_{PR} - (l_C + l_Z) = \frac{2}{3} \cdot 12 + 2,5 + 76,5 - (3 + 12) \quad (8.24)$$

$$l_{S2} = 72 [mm]$$

$$c_{S2} = \frac{E \cdot S_2}{l_{S2}} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot l_{S2}} = \frac{210000 \cdot \pi \cdot 12^2}{4 \cdot 72} = 329867 [N \cdot mm^{-1}]$$

Výsledná tuhost šroubu:

$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{c_{S1}} + \frac{1}{c_{S2}}} = \frac{1}{\frac{1}{851269} + \frac{1}{329867}} = 237742 [N \cdot mm^{-1}] \quad (8.25)$$

kde:

d	[mm]	- jmenovitý průměr šroubu
d_3	[mm]	- malý průměr šroubu
l_{S1}	[mm]	- první deformační část šroubu
l_{S2}	[mm]	- druhá deformační část šroubu
$S_{1,2}$	[mm ²]	- průřezy částí šroubů

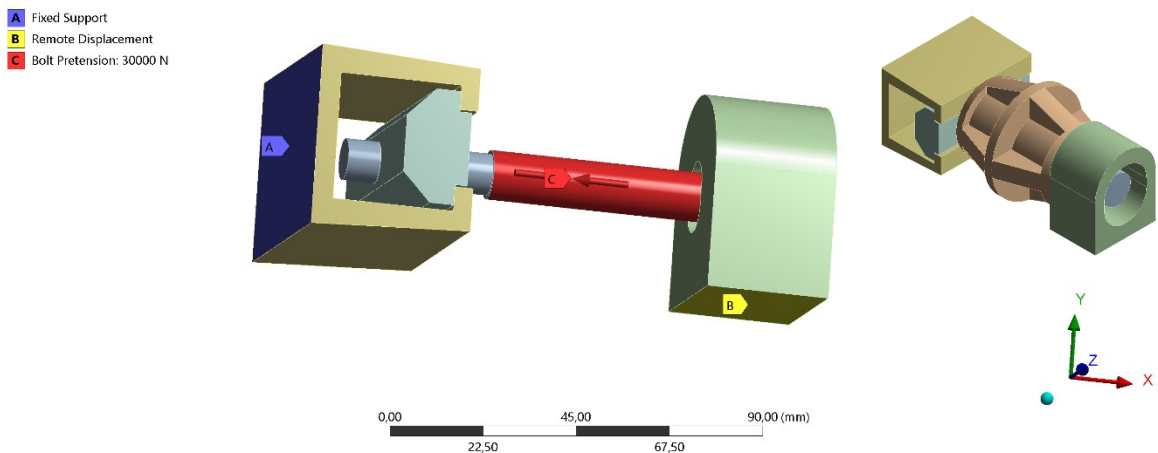
Stanovení hodnoty tuhosti přírub by bylo pomocí náhradního modelu převádějící komolý dvojkužel na trubku konstantního průřezu složitě a nepřesně. Proto je přistoupeno ke zjištění tuhosti stlačovaných přírub pomocí metody konečných prvků. Je vytvořena zjednodušená sestava obsahující geometrii všech přírub, šroubu a podložky. Jednotlivým částem jsou přiděleny materiálové hodnoty (šroub, matice, podložka – ocel; cantilever, distanční příruba, C drážka – hliníková slitina). Součásti jsou spojeny pomocí třecích kontaktů a zatíženy předpětím šroubu. Část C – drážky je chycena pomocí pevné vazby, spodní plocha cantileveru je vazebná vzdáleným posunutím a je jí umožněn posuv v ose x (obr. 8.7). Výsledná tuhost příruby je vyjádřena vztahem:

$$c_{PR} = \frac{F_{OP}}{\Delta l_P} = \frac{F_{OP}}{def_1 - def_2} [N \cdot mm^{-1}] \quad (8.26)$$

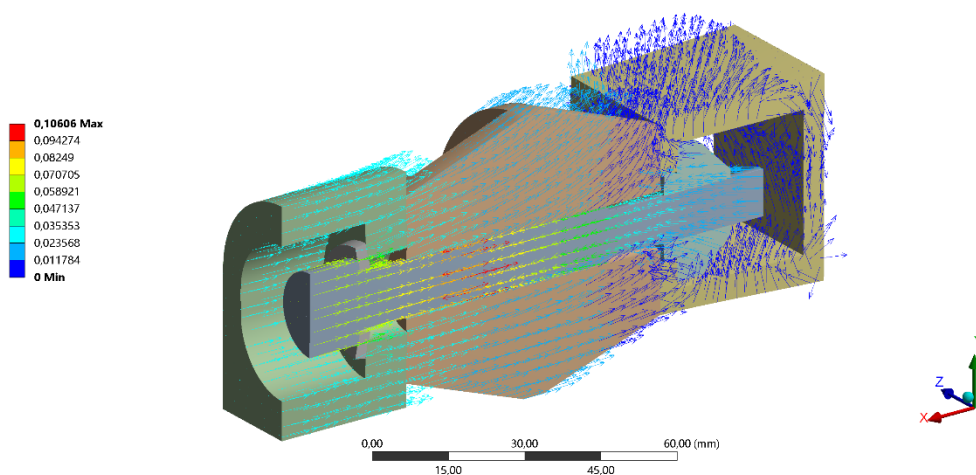
kde:

- F_{OP} [N] - síla předpětí šroubu
 Δl_p [mm] - deformace přírub
 def_1 [mm] - deformace pod podložkou
 def_2 [mm] - deformace pod maticí

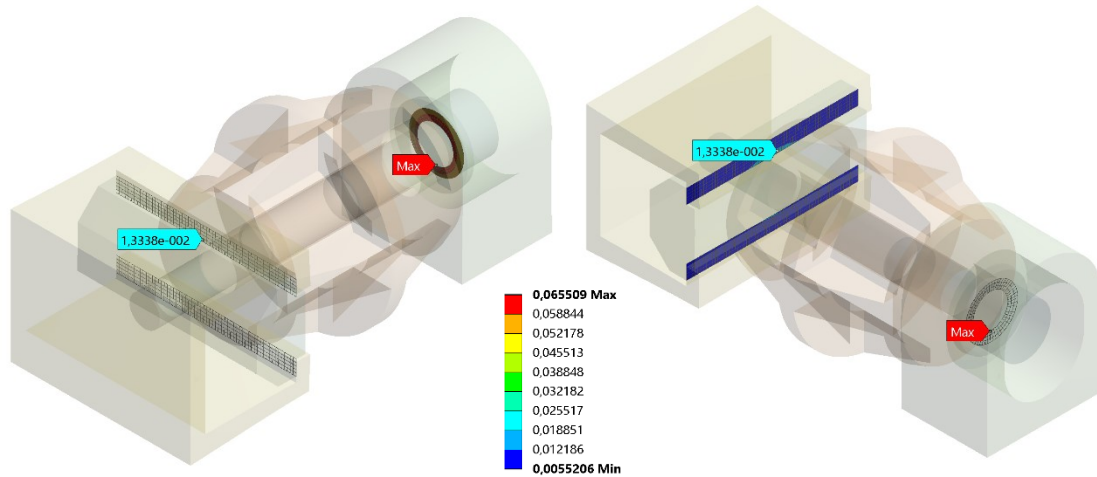
Stlačované příruby jsou různě deformovány. Matice má tendenci C drážku rozevírat a podložka se díky přítomnému oválnému tvaru díry deformuje více, než je obvyklé. Zjednodušený analytický výpočet však toto chování nezahrnuje, proto by byl výsledek analytického řešení a MKP značně odlišný. Výsledná hodnota deformace pro určení tuhosti je dána rozdílem hodnoty deformace na ploše podložky a matice. Mezi těmito plochami je definovaná délka přírub l_{PR} . Výsledky jsou zobrazeny na obr. 8.8 a obr. 8.9. Hodnota tuhosti šroubu vyjádřená analytickým řešením se přibližně shoduje s řešením pomocí MKP. Pro tento účel je tedy zjednodušení dostačující.



Obr. 8.7 – Výpočetní model sestavy přírub, okrajové podmínky



Obr. 8.8 – Celková deformace přírub a šroubu (řez)



Obr. 8.9 – Deformace přírub

$$c_{PR} = \frac{F_{OP}}{def_1 - def_2} = \frac{30 \cdot 10^3}{0,065509 - 0,01338} = 575495 [N \cdot mm^{-1}]$$

Poměr tuhostí přírub a šroubu

$$\frac{c_{PR}}{c_S} = \frac{575495}{237742} = 2,4 [-] \quad (8.27)$$

I přes použití upravených distančních přírub, které jsou tvarem uzpůsobeny silovému toku, vychází poměr tuhostí přírub a šroubu poměrně nízký. Tato skutečnost je dána především použitým materiálem přírub s nižším modulem pružnosti (cca třetina ocelového materiálu – šroub).

8.3 Síly ve šroubu

Pro šroubový spoj a vyvozené předpětí musí platit podmínka přenosu třecí vazby. To znamená, že minimální síla v přírubách při zatížení provozní silou musí být větší nebo rovna síle přenášející třecí vazbu. Pomocí následujících vztahů určíme všechny síly vyskytující se v tomto spoji.

Minimální síla v přírubách:

$$F_{MIN} = F_{PR} = F_{NA} = 36021 [N] \quad (8.28)$$

Provozní síla:

$$F_P = F_{PA} = 10445 [N] \quad (8.29)$$

Úbytek síly v přírubě

$$\Delta F_{PR} = F_P \cdot \frac{c_{PR}}{c_{PR} + c_S} = 10445 \cdot \frac{575495}{575495 + 237742} = 7391 \text{ [N]} \quad (8.30)$$

Předpětí:

$$F_O = F_{PR} + \Delta F_{PR} = 36021 + 7391 = 43412 \text{ [N]} \quad (8.31)$$

Přírůstek síly ve šroubu:

$$\Delta F_S = F_P \cdot \frac{c_S}{c_{PP} + c_S} = 10445 \cdot \frac{237742}{575495 + 237742} = 3053 \text{ [N]} \quad (8.32)$$

Síla ve šroubu:

$$F_{MAX} = F_S = F_O + \Delta F_S = 43412 + 3053 = 46466 \text{ [N]} \quad (8.33)$$

8.4 Statická bezpečnost

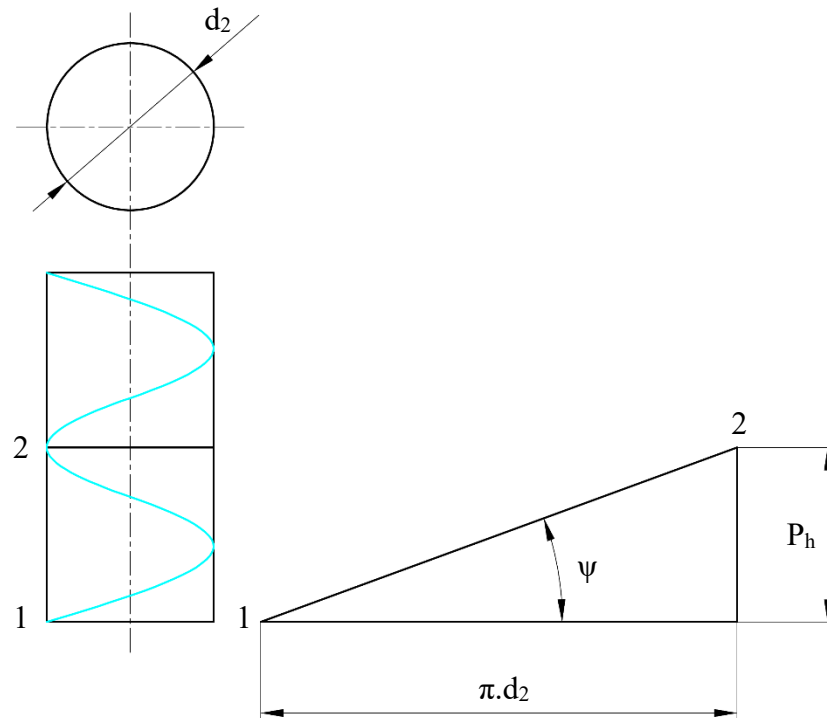
Postupným výpočtem od silového rozboru, přes určení jednotlivých složek působících na spoj, výsledné síly, určení předpětí až po maximální sílu ve šroubu byla určena bezpečnosti tohoto spoje. Pro stanovení bezpečnosti je rozhodující maximální síla ve šroubu. Tahová síla vytvoří napětí na ploše dané malým průměrem d_3 šroubu. Dále obvodová síla na závitu vytváří napětí v krutu. Výsledné redukované napětí se na závěr porovná (podělí) s mezí kluzu R_e . Poměr těchto dvou hodnot udává statickou bezpečnost šroubu.

Parametry použitého šroubu [2]:

- Šroub M12x100 ISO 4762
- Malý průměr závitu: $d_3 = 10,160 \text{ [mm]}$
- Střední průměr šroubu: $d_2 = 11,026 \text{ [mm]}$
- Stoupání: $P_h = 1,5 \text{ [mm]}$
- Pevnostní třída 10.9

Úhel stoupání závitu

Pro výpočet bezpečnosti šroubu je důležité znát přesné parametry šroubu a matice. Mezi tyto parametry patří také úhel stoupání závitu. Odvození vzorce pro výpočet vychází z geometrie profilu navinutého na šroubovici. Tato šroubovice vznikne navinutím pravoúhlého trojúhelníku na válec (obr. 8.10).



Obr. 8.10 – Stoupání závitu

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (8.34)$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 11,026}\right) = 2,480[^\circ]$$

kde:

ψ [°] - úhel stoupání

P_h [mm] - stoupání

d_2 [mm] - střední průměr závitu [2]

Redukovaný třecí úhel

Dalším parametrem závitu je redukovaný třecí úhel. Jeho velikost je závislá na součiniteli smykového tření. Velikost tohoto součinitele je $f_z = 0,15[-]$ - šroub zinkovaný, závity nemazány.

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (8.35)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 9,826 [^\circ]$$

kde:

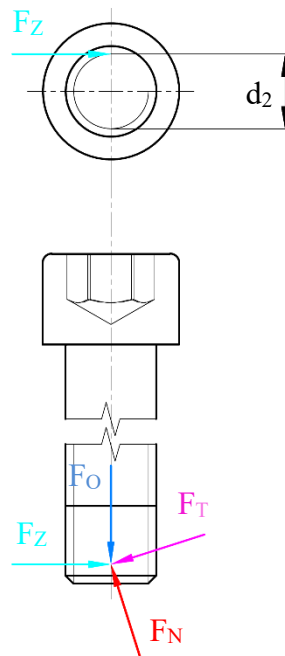
φ' [°] - redukovaný třecí úhel

f_z [-] - součinitel smykového tření na závitech [19]

α [°] - úhel profilu [2]

Následně je možné určit velikost obvodové síly (obr. 8.11) působící na středním průměru závitu:

$$F_z = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 43412 \cdot \operatorname{tg}(2,480 + 9,826) = 9470 [N] \quad (8.36)$$



Obr. 8.11 – Síly působící na závit

Tato síla poslouží pro výpočet první složky napětí šroubu, a to napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{9470 \cdot \frac{11,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 10,160^3}{16}} = 254 \text{ [MPa]} \quad (8.37)$$

Druhou složkou působící na šroub je tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S_S} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{46466}{\frac{\pi \cdot 10,160^2}{4}} = 573 \text{ [MPa]} \quad (8.38)$$

Výsledné napětí je vyjádřeno napětím redukováným podle Guesta:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{573^2 + 4 \cdot 254^2} = 765 \text{ [MPa]} \quad (8.39)$$

Bezpečnost šroubu je vyjádřena součinitelem statické bezpečnosti:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{940}{765} = 1,23 \text{ [-]} \quad (8.40)$$

kde:

R_e [MPa] - mez kluzu materiálu, šroub 10.9 $\Rightarrow R_e = 940$ [MPa] [18]

Tab. 8.1 – Bezpečnost jednotlivých šroubů

Šroub	A	B	C	D
Statická bezpečnost k_s [-]	1,23	1,61	2,82	5,55

Hodnoty statické bezpečnosti pro jednotlivé šrouby jsou uvedeny v tab. 8.1. Nejmenší hodnota bezpečnosti $k_s = 1,23$ [-] náleží šroubu A. Tato hodnota je v porovnání s běžnými aplikacemi nižší ($k_s < 1,5$), avšak pro tento mimořádný zátěžný stav vyhovující. Pro použití v reálném provozu je nutné provedení kontroly také s ohledem na dynamické účinky a bezpečnost vůči neomezené životnosti. Účinky kombinovaného provozního zatížení, do kterých patří sedání pasažérů, akcelerace a brždění vozu, jsou však v porovnání s testovacími zkouškami výrazně nižší. Nejvýhodnějším řešením pro budoucí montáž je dotažení šroubu na maximální možnou hranici tak, aby výsledná bezpečnost šroubu byla vyhovující a souběžně byl maximálně využit materiál šroubu. Na základě těchto faktů lze považovat navazující C – drážku s maximálním rozměrem pro šroub M12 a samotný spoj za vyhovující.

9 Závěr

Na základě zadání a poskytnutých podkladů byl vyhotoven návrh upevnění sedadel k boční stěně vozidla metra. Úvodní teoretická část je věnována způsobům upevnění sedadel a následně rozboru norem a vyhlášek. Výsledný návrh musí odolávat zátěžným stavům a podmínkám stanoveným těmito předpisy.

Na začátku řešení jsou vypracovány tři variantní návrhy, které se navzájem liší způsobem výroby a použitým materiálem. Na základě kritérií jako je hmotnost součásti, pevnost, tvar a jednoduchost výroby byl vybrán pro další rozpracování návrh cantileveru vyrobený jako odlitek z hliníkové slitiny. Finální podoba tvaru součásti byla postupnými kroky na základě pevnostně deformačních analýz upravována. Tvar navržené součásti odpovídá zadanému designu. Součást byla podrobena celkem 11 pevnostním analýzám s 41 výsledky napětí a deformace. Mezi zátěžné stavy, zkoumající odolnost navržené varianty, patřila statická testovací zatížení, únavová zatížení a také případ mimořádného zatížení v podobě nárazu sedadel s pasažéry. Součást je shledána jako vyhovující všem těmto zátěžným stavům i přesto, že pro některá statická testovací zatížení hodnota napětí přesáhla hranici stanovené referenční hodnoty meze kluzu. Vznik těchto lokálních špiček napětí byl zapříčiněn použitím okrajových podmínek simulujících okolí součásti. Důvodem použití těchto okrajových podmínek namísto simulace s okolními částmi je úspora výpočetního času a nároků na hardware. Tímto zjednodušením je možné zachování statického charakteru úlohy za cenu méně přesného chování modelu v místě upevnění šroubů. Z výsledků rozložení napětí je však patrné, že se nejedná o skutečné napětí, které by mohlo poškodit součást. Proto se dá toto chování vyhodnotit jako přijatelné a výskyt singulárních špiček napětí za obvyklý. Poslední část práce byla věnována kontrolnímu výpočtu šroubových spojů připojení cantileveru k boční stěně a posouzení navazující C – drážky, která umožňuje použití matic pro maximální velikost šroubu M12. Toto šroubové spojení vyhovělo mimořádnému zátěžnému stavu.

S ohledem na rozsáhlost tématu je navrženo případné pokračování v podobě experimentu založeném na měření napětí pomocí tenzometrů v místech upevnění šroubového spoje, vyhodnocení a porovnání s MKP modelem. Na základě této validace je možné doporučit optimální volbu okrajových podmínek pro matematický model, případně sledovat rozdíly chování reálné součásti a matematického modelu. Jelikož práce obsahuje detailní popis norem a postupů, může dále sloužit jako podklad pro konstruktéra, zabývajícího se návrhem sedadlových systémů.

10 Literatura

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIMUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. Vyd. 1. Brno: CP Books, 2005, 252 s. ISBN 80-251-0498-2.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. ročník bakalářského studia*. Ostrava, 2015. Skripta – teorie+ projekty. VŠB TU – Ostrava.
- [6] HAVLÍK, Jiří. *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, 2007. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf. Skripta. VŠB TU – Ostrava.
- [7] *Výkres: KIT SOUBASMT BEDROCK KIT*. 2014, (B32400420).
- [8] *Riyadh Metro: Brožura – základní informace* [online]. Mnichov: Siemens, 2017, (MOUT-B10005-01-7600), 4 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/press/pool/de/feature/2013/infrastructure-cities/2013-10-riyadh/metro-riyadh-en.pdf>
- [9] UIC 566. *Loadings of coach bodies and their components*. 3rd edition. International Union of Railways, 1990.
- [10] NF F 31-119. *Railway rolling stock – Behaviour of rolling stock's seats at static stress, fatigue stress, vibrations stress and shocks stress*. Paříž: AFNOR, 1995.
- [11] ČSN EN 12 663-1+A1. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [12] ČSN EN 1706. *Hliník a slitiny hliníku – Odlitky – Chemické složení a mechanické vlastnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [13] Fotografie poskytnuté společností Siemens

- [14] Mapa linek metra. In: *ADA* [online]. c2015 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: http://www.ada.gov.sa/res/ada/en/projects/RiyadhMetro/Ful_Size/MetroMapLines.jpg
- [15] Fotografie čela vozu: SIEMENS AG. *VIRTUAL MARKET PLACE* [online]. Messe Berlin, c2017 [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: https://pictures.attention-ngn.com/portal/35/127016/products/1464615111.4988_6_o.jpg
- [16] Coefficient of Friction. *Engineer's Handbook* [online]. c2004-2006 [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>
- [17] Modul pružnosti v tahu. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Modul_pru%C5%BEnosti_v_tahu
- [18] Mechanické vlastnosti šroubů. *Briol: Spojovací materiál* [online]. c2013-2017 [cit. 2017-04-29]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu>
- [19] Součinitel tření na závitech. *Mitcalc: Šroubový spoj* [online]. c2003-2016 [cit. 2017-04-29]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>

11 Seznam příloh

Příloha A: Výkresová dokumentace

- Výkres 1-B-DP17 S – Sestava sedadel
- Výkres 0-B-DP17 1 – Upevnění sedadel
- Výkres 3-B-DP17 1.1 – Cantilever – obrábění
- Výkres 2-B-DP17 1.1.1 – Cantilever – odlitek

Příloha B: DVD

- 3D data ve formátu STEP
 - Cantilever
 - Podsestava upevnění sedadel
 - Distanční příruby
- Diplomová práce v PDF
- Výkresová dokumentace v PDF