

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**



**Konstrukční návrh zadní zábrany vojenského vozidla  
Tatra**

**Bakalářská práce**

**2018**

**Václav Januška**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Januška** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **459885**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Konstrukční návrh zadní zábrany vojenského vozidla Tatra**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Underrun Protection Device for Tatra Military Vehicle**

Pokyny pro vypracování:

Konstrukce a pevnostní kontrola zadní zábrany v souladu s platnými předpisy EHK č. 58 a STANAG(ČOS) pro vojenské vozidlo Tatra.

1. Rešerše relevantních předpisů a stávajících provedení, vhodných pro zamýšlenou aplikaci. Sumarizace požadavků na zábrany.
2. Konstrukční návrh zábrany dle vstupních požadavků. Model 3D SolidWorks.
3. Kontrolní výpočet zatížení navržené zábrany

Seznam doporučené literatury:

předpis Evropské hospodářské komise (EHK) č. 58: Zadní ochranná zařízení proti podjetí (v originále: Regulation No 58: Rear Underrun Protection Devices of the Economic Commission for Europe (ECE), v platném znění)  
vojenský standard ČOS 251001: Prostředky pro vyprošťování a nouzové vlečení vozidel, Základní technické požadavky doporučená teoretická literatura, Řezníček, J.: Pružnost a pevnost II, Technická plasticita, skripta ČVUT Praha, 2012

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Baněček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**


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


Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Ing. Jan Baněček, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

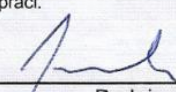
  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26. 4. 2018  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s tím, že její výsledky mohou být dále použity podle uvážení vedoucího diplomové práce jako jejího spoluautora. Souhlasím také s případnou publikací výsledků diplomové práce nebo její podstatné části, pokud budu uveden jako její spoluautor.

Dne:

Podpis:

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval konzultantům ze společnosti TATRA TRUCKS panu Ing. Dušanu Otiskovi a panu Ing. Zdeňkovi Dvorskému za věnovaný čas, konzultace a věcnou diskuzi k dílčím konstrukčním řešením, která jsem v průběhu práce vytvářel. Dále pak vedoucímu práce panu Ing. Janu Baněčkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky.

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce má za cíl zmapovat relevantní předpisy pro konstrukci zadní zábrany proti podjetí a na základě nich vytvořit vlastní konstrukční řešení pro zadané podmínky. Toto řešení pak následně podrobit kontrolním výpočtům a učinit závěr o vhodnosti použití vytvořené konstrukce.

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis was done for a purpose examine relevant regulations, which determine structural conditions of underrun protection devices. Than with knowledge of them, develope own constructional solution for required conditions. After that, this constructional solution will be check by basic controlling calculations. In conclusion is possible to evaluate created constructional solution.

## Obsah

Úvod.....	7
1. Rešerše.....	8
1.1. Základní terminologie .....	8
1.2. Rozbor norem .....	9
1.2.1. EHK č.58: Zadní ochranná zařízení proti podjetí.....	9
1.2.2. Vojenský standard ČOS 25 1001 .....	11
1.3. Existující varianty provedení.....	13
2. Konstrukční návrh .....	16
2.1. Výchozí data .....	16
2.2. Studie uchycení ramena zábrany .....	17
2.2.1. Kuželový čep.....	17
2.2.2. Dělené rameno zábrany .....	18
2.3. Zamítnuté návrhy .....	19
2.3.1. První zamítnutý návrh.....	19
2.3.2. Druhý zamítnutý návrh.....	20
2.4. Finální návrh .....	22
2.4.1. Celková koncepce .....	22
2.4.2. Tělo zábrany .....	24
2.4.3. Konzola .....	25
2.4.4. Splnění prostorových omezení konstrukce.....	25
3 Výpočtová část .....	28
3.1. Analytické výpočty .....	28
3.1.1. Stanovení reakcí .....	28
3.1.2. Kontrola čepu na stříh.....	30
3.1.3. Kontrola čepu na ohyb.....	31
3.1.4. Kontrola čepu na otláčení .....	32
3.1.5. Výpočet šroubového spoje .....	33
3.1.6. Kontrola svarů.....	35
3.1.7. Výpočet hypotetického svěrného spoje .....	37
3.1.8. Výpočet manipulační síly .....	39
3.2. MKP analýza.....	41
3.2.1. Konzola .....	41
3.2.2. Těleso zábrany .....	47
3.3. Shrnutí výpočtové části.....	51
Závěr.....	52
Seznam použité literatury .....	53

## SEZNAM ZKRATEK A PROMĚNNÝCH

ZOZP - Zadní ochranná zařízení proti podjetí

ČOS - Český obranný standard

EHK - Evropská hospodářská komise

MKP - metoda konečných prvků

ČSN - Česká technická norma

CAD - Computer aided design

F<sub>p</sub> – zatěžující síla (někdy též „pracovní síla“)

a – vzdálenost dle obrázku 44

b – vzdálenost dle obrázku 44

c – vzdálenost dle obrázku 44

d - vzdálenost dle obrázku 44

R<sub>Ax</sub> – reakční síla dle obrázku 44

R<sub>Bx</sub> - reakční síla dle obrázku 44

R<sub>By</sub> - reakční síla dle obrázku 44

R<sub>B</sub> – výsledná síla složená z R<sub>Bx</sub> a R<sub>By</sub>

h – tloušťka plechu ramene zábrany

j - tloušťka plechu konzoly

$\varnothing d$  - průměr hlavního čepu

$\tau_s$ - smykové napětí

S – plocha průřezu čepu

k - koeficient bezpečnosti

Re – mez kluzu materiálu

$M_o$  – ohybový moment

$W_o$  – modul průřezu v ohybu

$\sigma_o$  – ohybové napětí

$\sigma_{oRED}$  – redukované ohybové napětí

$\sigma_{Dov}$  – dovolené ohybové napětí

$p$  – tlak

$p_D$  – dovolený tlak

$\alpha_{\tau\perp}$  součinitel anizotropie (kolmý směr působení síly)

$z$ - odvěsna trojúhelníku profilu svaru

$a_s$ - přepona trojúhelníku profilu svaru

$l$  – délka svaru

$\sigma_{Dsv}$  – dovolené napětí svaru

$i$ - počet šroubů svěrného spoje

$F_m$  - manipulační síla

$\beta$ - úhel dle obrázku 52

$u$ - vzdálenost dle obrázku 52

$v$ - vzdálenost dle obrázku 52

$m_1$ - hmotnost tělesa zábrany

$G$ - gravitační síla

$g$ - gravitační zrychlení

$M_{\xi}$ - čepové tření

$\mu_{\xi}$  – součinitel tření v čepu

$r_{\xi}$ - poloměr čepu

$R_{cy}$  – reakční síla dle obrázku 52

$R_{Cx}$  - reakční síla dle obrázku 52

$F_r$  – reakční síla zatěžující tvarový zámek ve směru osy  $x$

$F_s$  – reakční síla zatěžující tvarový zámek ve směru osy  $y$



## Úvod

TATRA TRUCKS je česká společnost zaměřená na výrobu nákladních automobilů. V současnosti se specializuje zejména na výrobu speciálních vozů, dle konkrétní specifikace zákazníka. Jednou z těchto staveb automobilu na míru je i vůz s typovým označením T 158 - 8P6R31. Jedná se o vojenský kontejnerový nosič na podvozku T 158. Jedním z požadavků na konstrukci vozu byla vybavenost automobilu zadní zábranou proti podjetí. Vojenské vozy mají výjimku a standardně nemusí být zábranou vybaveny. Zároveň jsou však na vozy ve vojenské specifikaci kladeny jiné konstrukční požadavky než na civilní automobily, a proto není možné na tento vůz namontovat sériovou zábranu z vozu civilního.

Cílem této práce je sumarizovat požadavky na zábranu pro tento konkrétní případ a předložit konstrukční návrh, který požadavkům vyhoví. V druhé části práce pak výpočtově ověřit správné navržení předkládané konstrukce.

# 1. Rešerše

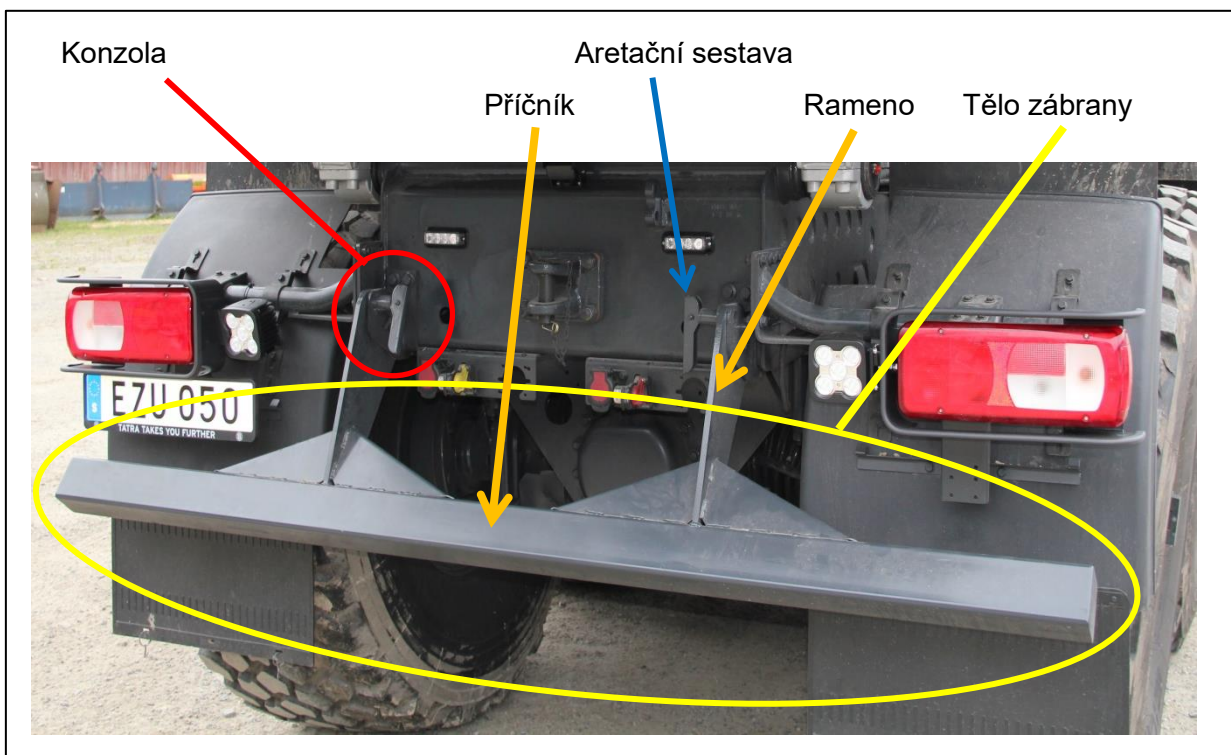
## 1.1. Základní terminologie

Norma EHK č.58 definuje pojem „Zadní ochranná zařízení proti podjetí (ZOZP)“. Podrobně popisuje veškeré požadavky na jejich konstrukci, výrobu a zkoušení. Z hlediska konstrukce je ZOZP sestava dílů umístěných na zádi vozidla, jejichž základním účelem je při nárazu zezadu zamezit podjetí osobního automobilu pod rám nákladního vozu. Pro potřeby této práce nahrazuji poněkud krkolomný termín „Zadní ochranné zařízení proti podjetí“ termínem „zábrana“. V duchu této terminologie je tedy „zábrana“ sestava součástí, které plní funkci ZOZP definovanou v normě EHK č.58. Zábrana je sestava složená ze tří základních celků.

**Tělo zábrany**, někdy též „nárazník“. Hlavní a největší součást celé sestavy. Nejčastěji se jedná o svařenec tvořený příčnickem a dvěma rameny, případně doplněnými o výztuhy. U polohovatelných zábran je díl pohyblivě uložen v konzolách.

**Konzola.** Je mezičlen mezi tělem zábrany a rámem vozu. V případě demontovatelných soustav jsou konzoly k rámu šroubovány. Některá konstrukční řešení však mají konzoly pevně přivařené k rámu, a lze je tedy chápat jako jeho součást.

**Aretační sestava/ aretační člen.** Je součást, popřípadě soubor součástí, které u polohovatelných zábran definují jednotlivé pozice a zábranu v těchto pozicích fixují. Typicky jde o čepy, kolíky nebo upínky.



Obr. 1 Terminologie součástí zábrany

## 1.2. Rozbor norem

Zábrana musí splňovat homologační podmínky dané normou EHK č.58. Tato norma definuje konstrukční požadavky, a také zkušební proces, kterým se testuje správné provedení zábrany. Při splnění všech požadavků je dílu uznána platná homologace a je připuštěn do provozu.

Jelikož se jedná o vojenské vozidlo vybavené prostředky pro nouzové vlečení, je v tomto konkrétním případě nutné vyhovět i zástavbovým omezením plynoucím z normy ČOS 25 1001.

### 1.2.1. EHK č.58: Zadní ochranná zařízení proti podjetí

Protože je norma velmi obsáhlá a zabývá se i předpisy s konstrukcí zamýšlené aplikace nesouvisejícími, uvádím jen výtah nařízení, která jsou pro náš případ relevantní.

Požadavky na konstrukci zábrany:

- Výška od země vzhledem ke spodní straně zábrany i při pohotovostní hmotnosti vozidla nesmí přesahovat 500 mm v celé šířce vozidla.
- Zábrana musí být umístěna co možná nejbliže k zádi vozidla. [1]
- Šířka zábrany v žádném bodě nesmí přesahovat šířku zadní nápravy, měřenou v nejkrajnějších bodech kol, s výjimkou vyboulení pneumatik těsně u země, ani nesmí být na kterékoliv straně menší o více než 100 mm.
- Výška profilu zábrany nesmí být menší než 100 mm. [1]
- Zábrana může být zkonstruována tak, aby zaujímala vícero poloh na zádi vozidla. Při této okolnosti musí být zaručený postup pro její zajištění v provozní poloze tak, aby byla vyloučena neúmyslná změna polohy. Síla působící od operátora ke změně polohy zařízení nesmí přesahovat 400 N. [1]
- Zábrana musí poskytovat přiměřenou odolnost vůči silám působícím rovnoběžně s podélnou osou vozidla, a když je v provozní poloze musí být spojena s podélníky rámu nebo čímkoliv, co je nahrazuje. Tento požadavek je splněn, je-li prokázáno, že jak během působení sil, popsanych v bodě 8, tak po něm vodorovná vzdálenost mezi zadní stranou ochrany proti podjetí a nejvíce vzadu se nalézajícím bodem zadního obrysu vozidla, nepřesahuje 400 mm v kterémkoliv z působišť zkušební síly. [1]

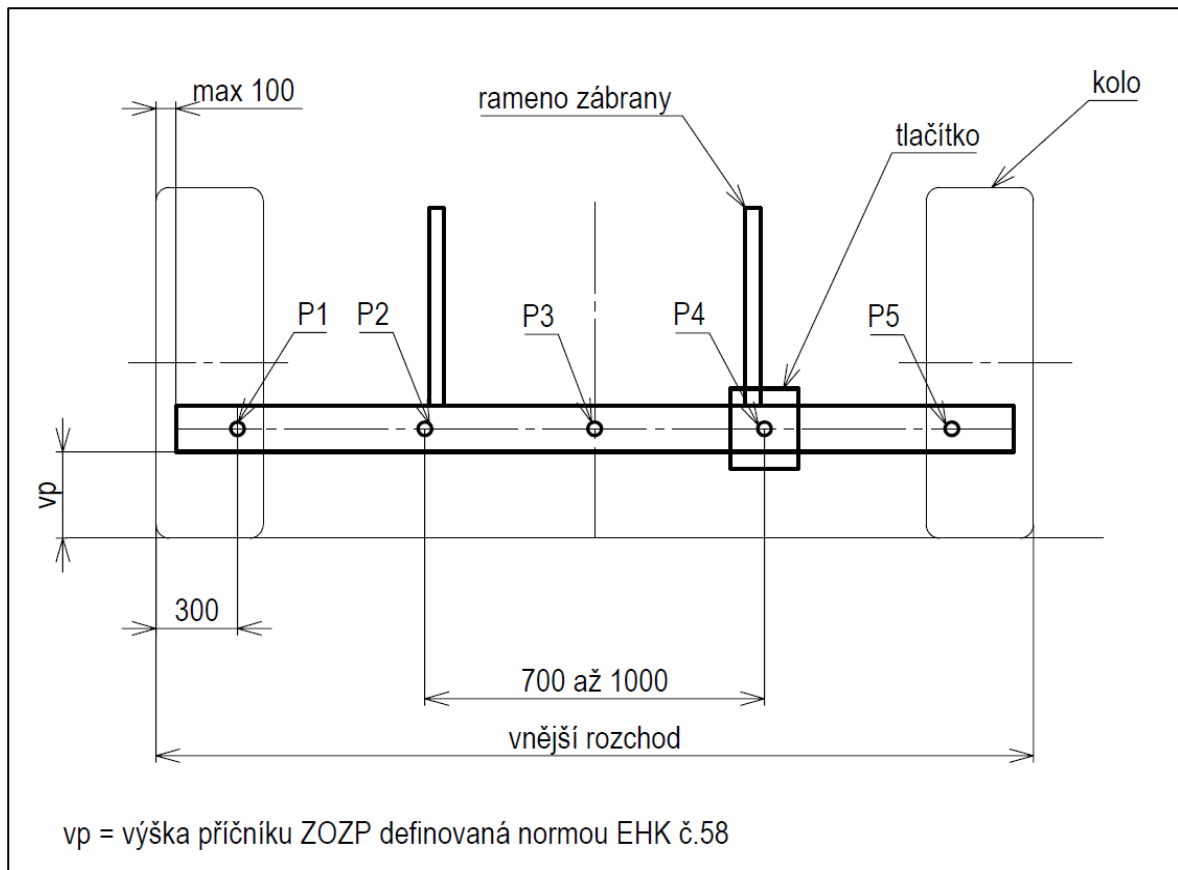
Podmínky a postupy zkoušek:

Zkouška může být vykonána buď na typu vozidla, pro které je zábrana určena, na části rámu vozidla typu, pro které je zábrana určena, anebo na pevné zkušební stoličce. Na žádost výrobce a se souhlasem homologační zkušebny může být zkušební postup simulován výpočtem.

Výpočty v této práci nejsou v rozporu s požadavky dané normou EHK č. 58, zároveň je však nesplňují bezvýhradně. Práce si neklade za cíl přesně simulovat homologační proces daný normou EHK č.58, ale v souladu s danými předpisy ověřit v prvním přiblížení správné dimenzování součástí. [1]

- Zatěžování v jednotlivých bodech se provádí pomocí vhodných zkušebních trnů. Síly se aplikují přes povrch ne vyšší než 250 mm a o šířku 200 mm, s poloměrem zakřivení 5 +/- 1 mm u svislých okrajů. [1]

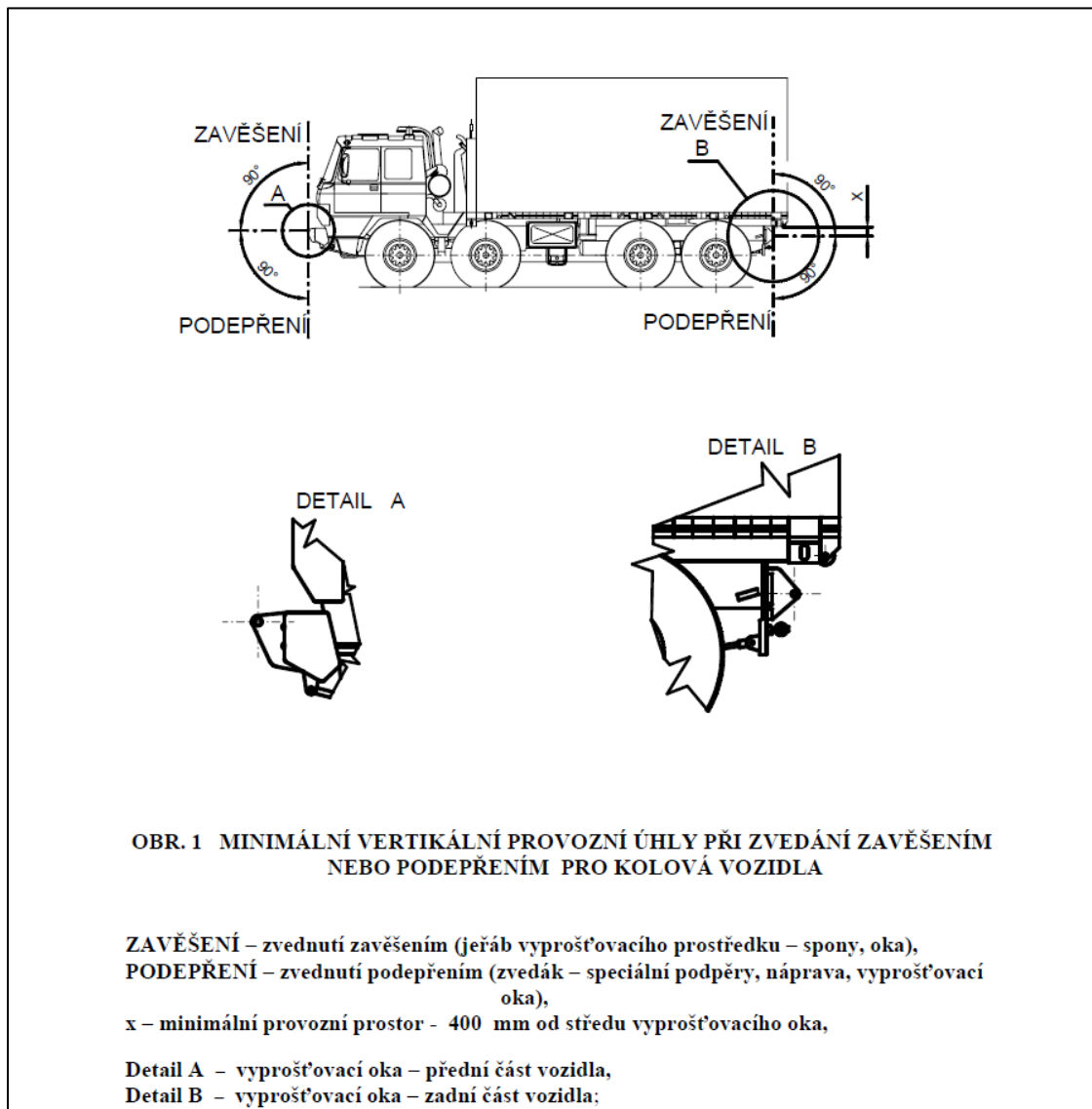
- Zábřana je zatěžována postupně v pěti bodech. Body P2 a P4 jsou umístěny symetricky od osy zábřany. Vzdálenost mezi těmito body je v intervalu 700 mm až 1 m. Přesnou polohu bodů určí výrobce. V těchto bodech postupně působí vodorovná zatěžující síla o velikost 100 kN. Body P1 a P5 leží ve vzdálenosti 300 mm +/- 25 mm od podélných rovin tečných k okrajům kol na zadní nápravě. Bod P3 je umístěn na linii spojující tyto dva body, ve střední svislé rovině vozidla. Na body P1, P3 a P5 se působí postupně vodorovnou zatěžující silou o velikosti 50 kN. [1]



Obr. 2 Pozice zkušebních bodů pro testování dle EHK č.58

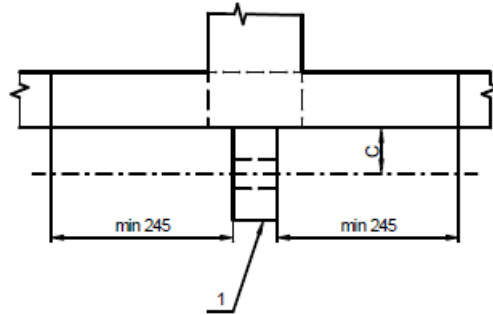
## 1.2.2. Vojenský standard ČOS 25 1001

Norma stanovuje podobu, rozměry a provedení prostředků pro nouzové vlečení. Dále pak uvádí požadavky na volný prostor kolem těchto dílů. Při navrhování zábrany bylo nutné konstrukci těmto zakázaným prostorům přizpůsobit tak, aby do nich žádnou částí zábrana v pracovní poloze nezasahovala. Opět uvádím pouze výtah inkriminovaných částí normy.



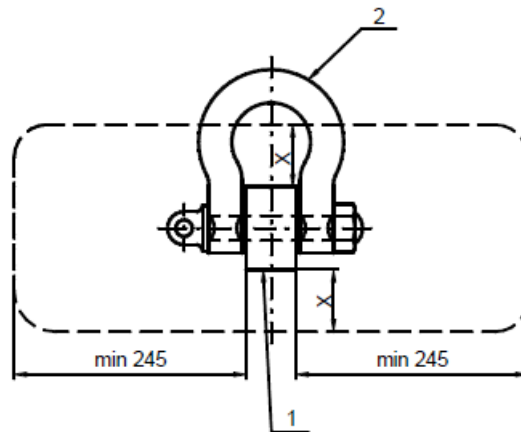
Obr. 3 Norma ČOS 25 1001, strana 11

**MINIMÁLNÍ VOLNÝ PROSTOR KOLEM VYPROŠŤOVACÍHO OKA  
PRO KOLOVÁ A PÁSOVÁ VOZIDLA**



**Obr. 4 POŽADOVANÝ MINIMÁLNÍ VOLNÝ PROSTOR PŘÍČNÉHO PRVKU**

1 – vyprošťovací oko,  
C – minimální vzdálenost – viz příloha 3,

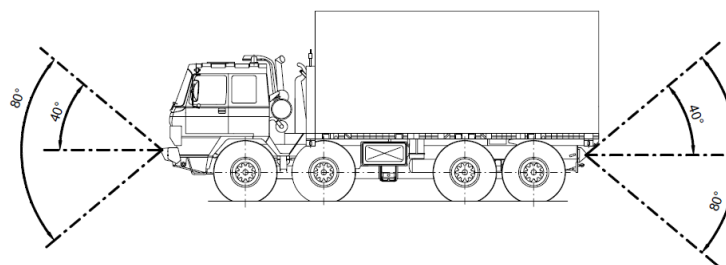


**Obr.5 POŽADAVEK NA MINIMÁLNÍ VOLNÝ PROSTOR (ČELNÍ POHLED)**

1 – vyprošťovací oko,  
2 – třmen,  
X – minimální vzdálenost pro zaručení maximálního vertikálního provozního úhlu  
výklonu tažné tyče (lana) - rozdílná dle typu techniky a dle typu použitého  
vyprošťovacího oka;

14

Obr. 5 Norma ČOS 25 1001, strana 14



**Provozní úhly výklonu ve vertikální rovině**

Obr. 4 Výňatek z normy ČOS 25 1001, strana 17

### 1.3. Existující varianty provedení

V současnosti musí být každé nákladní vozidlo, schválené pro provoz na pozemních komunikacích, vybaveno zábranou. (kromě výjimek definovaných v EHK č.58). Je tedy možné nahlédnout na konstrukční řešení jiných výrobců a již realizovaných konstrukcí Tatra a nechat se inspirovat.

Základním rozdělením budiž kritérium místa provozu automobilu. Nákladní vozy pohybující se i mimo silnice potřebují splnit jistou úroveň průchodnosti terénem. Do této kategorie vozů můžeme zařadit naprostou většinu stavebních strojů, jako například sklápěče, nosiče kontejnerů, autobagry, autojeřáby, valníky a další. Uvážíme-li, že dle normy musí být zábrana nejvýše 500 mm nad úroveň vozovky, byla by její přítomnost limitujícím prvkem pro průchodnost terénem. Omezovala by zejména nájezdový úhel, navíc by hrozilo její poškození. Z těchto důvodů výrobci zábrany konstruují tak, aby bylo možné po sjezdu ze silnice zábranu složit, či sklopit tak, aby nepřekážela a neomezovala terénní schopnosti automobilu. (Mimo pozemní komunikace není nutné požadavky normy EHK č.58 plnit). Po návratu na komunikaci je zábrana opět ustavena do pracovní polohy.

Druhou kategorií jsou vozy určené pro provoz výhradně na pozemních komunikacích. Sem patří například automobily se skříňovými nástavbami a silniční tahače s návěsy. U těchto vozů nejsou žádné požadavky na terénní průchodnost, a proto jsou zábrany na nich umístěné koncipovány jako pevné



Obr. 6 Pevná zábrana na voze MAN se skříňovou nástavbou

Dále se zabýváme pouze variantami zábran polohovatelných, neboť pevné zábrany nejsou pro náš případ relevantní.

Většina výrobců volí otočný systém, kdy jsou ramena zábrany uchycena do protikusu s čepem, kolem něhož je možno zábranou otáčet a tím ji polohovat. Ustavení v jednotlivých polohách pak probíhá pomocí zajišťovacích čepů, či kolíků. Tento systém je v současné době nejvíce rozšířený a používá ho i Tatra (Obr.8).



Obr. 7 Řešení Volvo: příčník z trubky; polohování pomocí čepů; ramena - uzavřený profil s odlehčením



Obr. 8 Řešení Tatra: příčník z trubky; ramena - plechový výpalek; aretace pomocí čepů



Více variability v řešeních můžeme najít v konstrukci příčnicku a v konstrukci přípojných ramen. Dvěma nejčastějšími profily příčnicků jsou kruhová trubka (Obr.8) a trubka obdélníková, postavená na koso. Na druhou stranu můžeme narazit i na podstatně odvážnější řešení v podobě různě tvarovaných profilů (Obr.9), plechových svařenců a odlitků. Tato řešení mohou zaručovat větší pevnost při nižší hmotnosti, než standardní profily, ale jejich výroba bude jistě složitější a nákladnější. Aby se ekonomicky vyplatila, bude třeba tyto zábrany vyrábět ve velkých sériích.

Konstrukce přípojných ramen také připouští zajímavé varianty. Od prostých plechových výpalků (Obr.7), přes uzavřené profily s odlehčením (Obr.8), až po složitě tvarované svařence a odlitky(Obr.9). I zde můžeme rozklíčovat výhody jednotlivých řešení. Rameno z prostého plechového výpalku je levné a jednoduché na výrobu, prostorově nenáročné, ale bude mít horší výsledky při namáhání na vzpěr, a bude tedy muset být tlustší a těžší. Naopak rameno z uzavřeného profilu na tom bude se vzpěrem mnohem lépe. Je možné ho vyrobit z tenčího plechu a s odlehčeními v méně exponovaných místech bude pravděpodobně lehčí, než předchozí varianta. Nicméně jeho výroba bude komplikovanější a díl zabere více místa.

Posledním zde uváděným příkladem je řešení automobilky Iveco na jejich voze Trakker (Obr.9). Jedná se o sestavu svařenců a odlitků, jejichž kompozice byla navržena za účelem co nejlépe rozložit působící síly. U tohoto řešení opět platí, že jeho výroba má smysl jen při vysoké sériovosti.



Obr. 10 Iveco Trakker 450: příčník - tvarovaný profil; ramena - uzavřený profil s odlehčením; polohování pomocí čepů



Obr. 9 Iveco Trakker: sestava odlitků a svařenců; polohování pomocí čepů



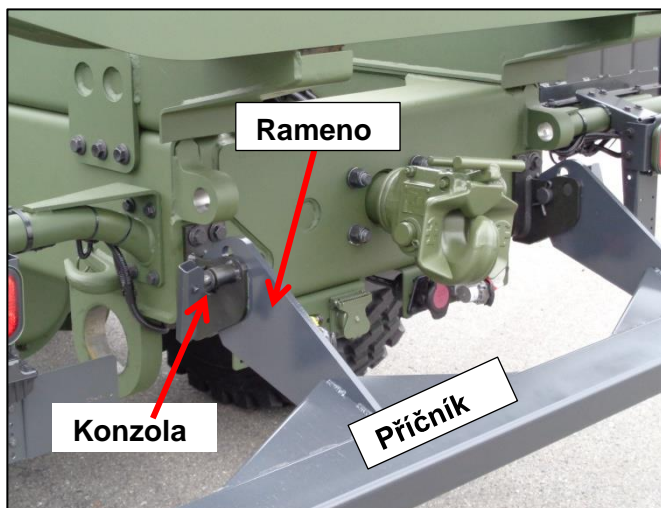
Tatra v současnosti montuje na své civilní vozy dva základní typy zábran, které mají své další modifikace. Zde uvádím dvě základní provedení.

Starší provedení (Obr.12) je tvořeno plechovými rameny a příčnickem z trubky. Plechová ramena jsou vedena na protikus – konzolu navařenou na rám. Konzola je tvořena dvěma deskami, mezi něž je rameno umístěno. Pozice zábrany v konzole je dána otočným čepem. Ustavení jednotlivých poloh pak zajišťují aretační čepy. Přenos momentu od zatěžující síly je realizován dvojicí čep – zarážka na rámu.

Druhým, novějším provedením (Obr.11) je zábrana tvořená příčnickem z obdélníkové trubky umístěné na koso a rameny z plechových výpalků. Konzola zde tvoří samostatný díl a je na rám přišroubována. Přenos momentu od zatěžující síly je realizován pomocí dvojice čep – zarážka na konzole.



Obr. 11 Tatra: starší řešení



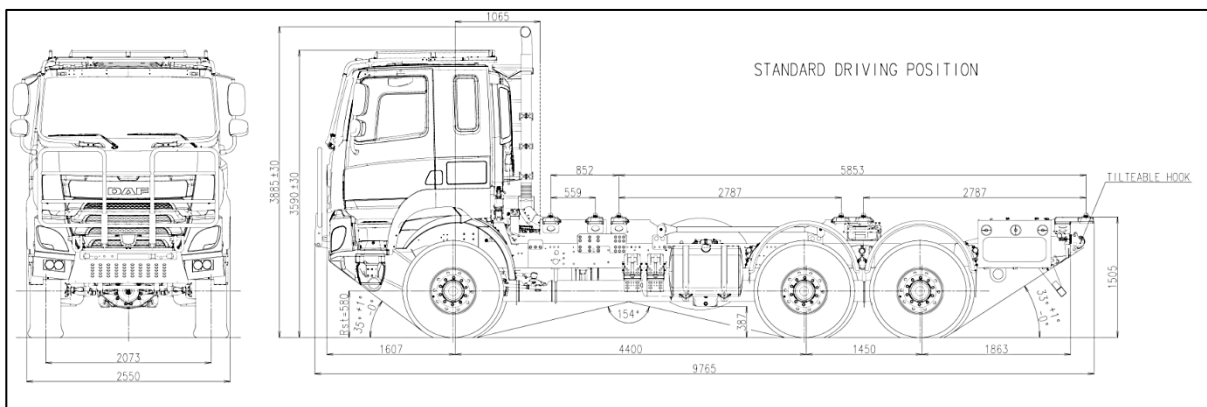
Obr. 12 Tatra: novější typ, na fotografii ve zvednuté poloze (nikoli pracovní)

## 2. Konstrukční návrh

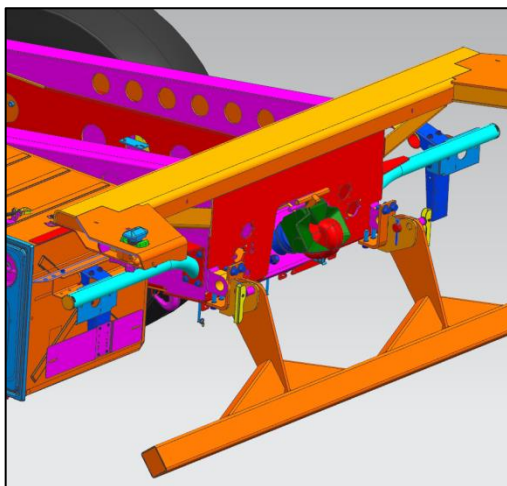
Hlavní částí této práce bylo předložit konstrukční návrh, který by splnil podmínky obou norem a zároveň vyhověl pevnostním požadavkům.

### 2.1. Výchozí data

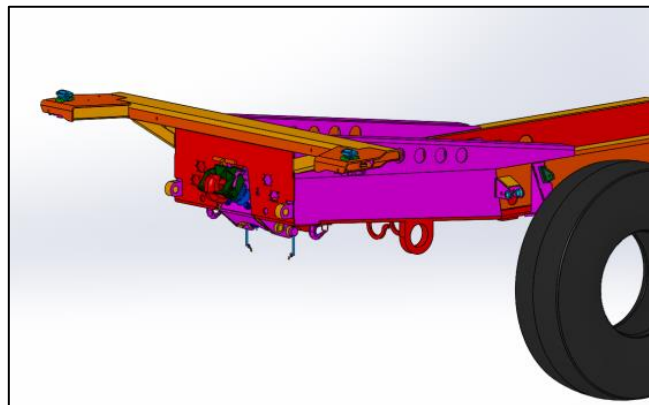
Výchozím bodem práce byl CAD model části rámu, ke kterému bude konzola montována. Součástí tohoto CAD modelu byla i sestava příslušenství vozu. Tedy bedna na nářadí, konzoly pro uchycení zadních světil a pro inspiraci i model civilní zábrany. Jelikož má zábrana v konstrukční hierarchii přednost před ostatními sestavami, v další fázi konstrukční práce jsem pracoval už pouze s holým modelem zadních partií vozu. Na podobu konstrukce jsou kladeny tři základní požadavky: Splnění konstrukčních podmínek plynoucích z normy EHK č.58, [1] dodržení zástavbových omezení dle normy ČOS 25 1001 [2] a konečně splnění nájezdového úhlu 33°.



Obr. 15 Výňatek z projekčního výkresu vozu



Obr. 14 Původní CAD model i s příslušenstvím



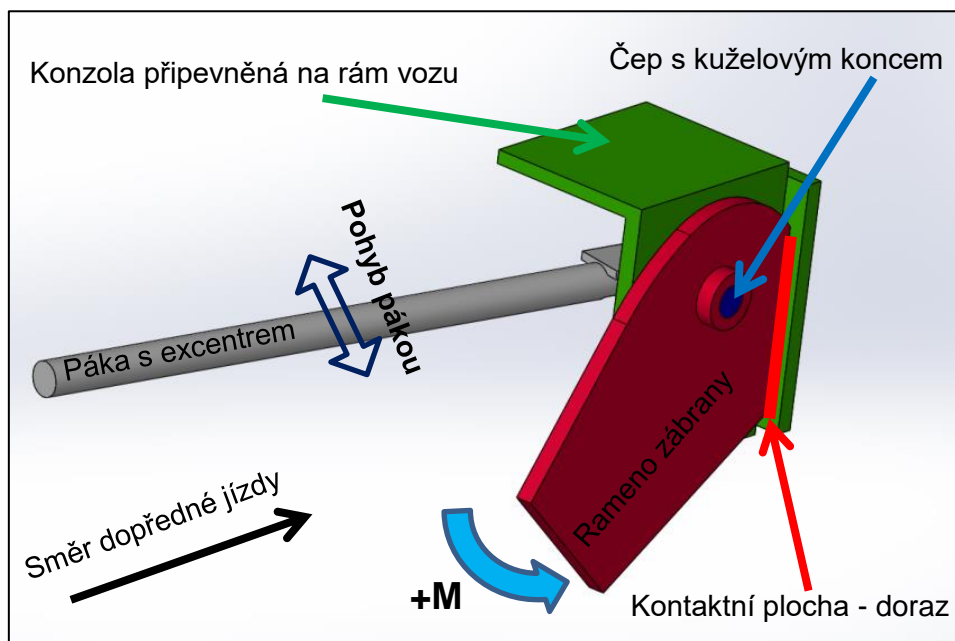
Obr. 13 Holý model zadních partií vozu

## 2.2. Studie uchycení ramena zábrany

Jako první část práce jsem se snažil vybrat optimální způsob uchycení ramena zábrany v konzole, které by umožňovalo sklopení a zároveň by bylo schopné v pracovní poloze přenést moment od zatěžující síly. *Jedná se pouze o geometrické studie, které nereflektují dimenzování, ani pevnostní a technologické požadavky.*

### 2.2.1. Kuželový čep

Tento typ uchycení vznikl na začátku vývoje, kdy jsem byl přesvědčen, že není vhodné zábranu v pracovní poloze fixovat natolik pevně, aby při působení síly proti směru dopředné jízdy došlo k poškození zařízení. K tomuto silovému působení dochází například, když obsluha zapomene zábranu v pracovní poloze při jízdě mimo komunikaci a zábranou zavadí o terén. Pokud je zařízení fixováno čepem či kolíkem, dojde při tomto silovém působení k namáhání na stříh tohoto fixačního elementu a tím pádem jeho destrukci, nebo k destrukci spojených zařízení. Naopak svěrný kuželový spoj je schopen přenést jen určitý moment

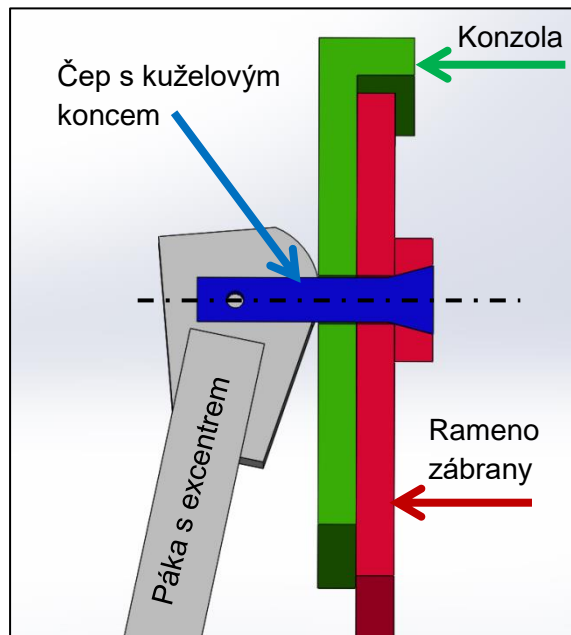


Obr. 16 Schéma řešení. +M = moment způsobený působením zatěžující síly

a pak povolí. Pokud by stejnou silou byl zatížen kuželový spoj, po překročení určité hranice by se jednoduše uvolnil a zařízení by bylo ušetřeno. V případě působení zatěžující síly (po směru dopředné jízdy) je moment přenášen pomocí dvojice čep – doraz, kuželový spoj se tohoto přenosu neúčastní a k uvolnění nemůže dojít.

Fixace v jednotlivých polohách je pak realizována vyvíjením osově síly na kuželový spoj pomocí páky s excentrem.

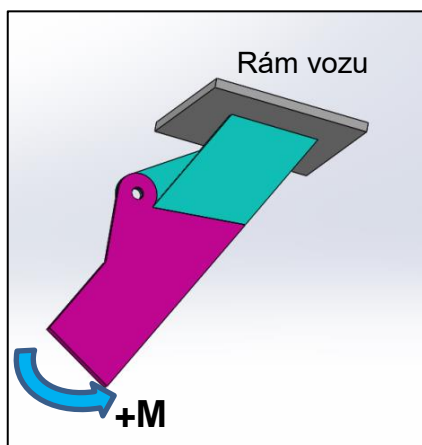
Návrh nebyl použit zejména kvůli náročnosti výroby. Několik základních výpočtů také ihned ukázalo, že správná dimenze kuželového spoje by vyžadovala mnohem větší styčné plochy. Dalším problémem je excentr na utahovací páce. Páka musí mít dostatečnou délku, aby byla vyvinuta potřebná osová síla na kužel. To je však v příkrém rozporu s požadavkem na co nejmenší zařízení. Navíc hrozilo nebezpečí vymačkání materiálu na místě styku excentru páky a konzoly. Celkově je toto řešení příliš komplikované a nese více problémů, než výhod, a proto jsem jej dále nerozvíjel.



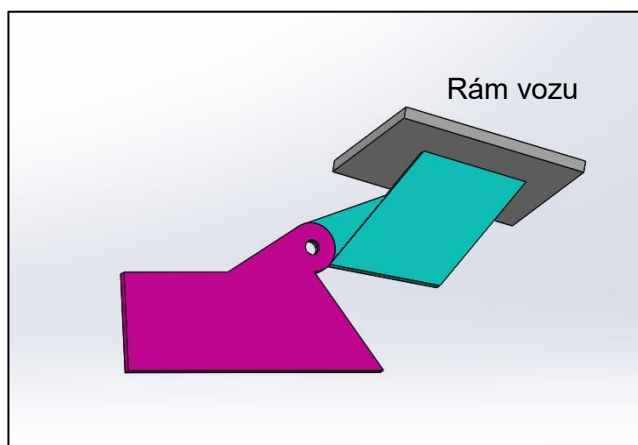
Obr. 17 řez sestavou

## 2.2.2. Dělené rameno zábrany

Toto řešení předpokládá pevné spojení ramena zábrany s rámem. Konstrukce tedy neobsahuje konzolu, rameno je přivařeno přímo k rámu. Tělo ramena je tvořeno dvěma díly, vzájemně spojenými otočným kloubem, který umožňuje sklopení zábrany. Přenos momentu  $M$  od zatěžující síly je realizován pomocí styčných ploch v místě rozdělení ramena. Fixaci jednotlivých poloh zajišťují čepy (nejsou zakresleny). Případně by pracovní polohu mohl držet zajišťovací element typu upínač, připojený zboku na rameno (není zakreslen). Koncepce nemá nijakých výrazných výhod, její použití by se dalo zvažovat pouze v případě nedostatku místa v místě připojení na rám vozu (šedě).



Obr. 18 Zábrana v pracovní poloze



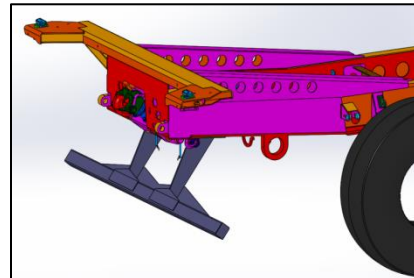
Obr. 19 Sklopení zábrany

## 2.3. Zamítnuté návrhy

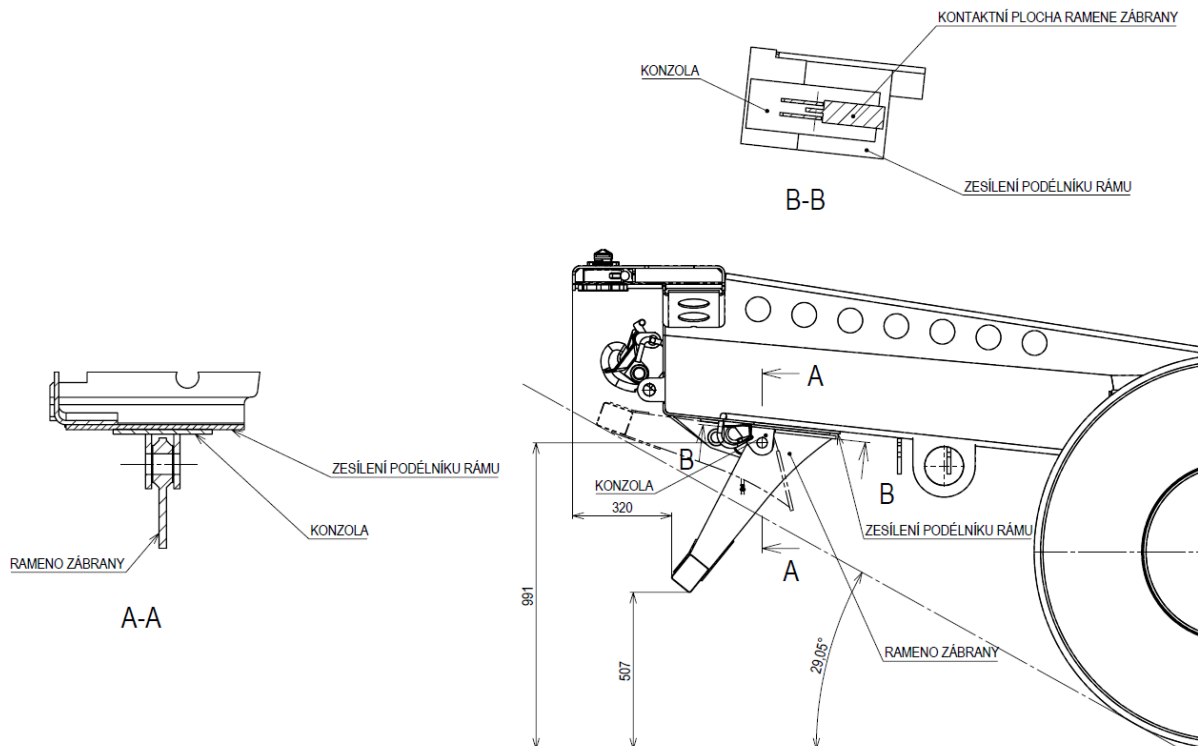
Než jsem ve vývoji dospěl k finálnímu návrhu, postupně jsem vytvořil 2 koncepty, které byly kvůli různým nedostatkům zamítnuty. Následuje stručný popis nepoužitých návrhů, včetně důvodů, které k zamítnutí vedly.

### 2.3.1. První zamítnutý návrh

Konzola je ukotvena k rámu zesponu. To umožňuje využít k přenosu momentu větší plochy na konci ramen zábrany. Tyto rozšířené plochy se opírají o desku navařenou na rám. Tímto uspořádáním je moment od zatěžující síly přenášen do rámu. Jak se později ukázalo, toto řešení není šťastné, neboť tlak v místě styku konzoly a ramene působí velké místní tlaky na konstrukci rámu. Již během prvních geometrických studií se také ukázalo, že umístění připojovací konzoly do prostoru pod rámem vozu není možné. Neexistuje totiž geometrické řešení, které by umožňovalo splnit požadavek na nájezdový úhel - zábrana nejde sklopit tak, aby neblokovala zakázaný prostor. Návrh byl zastaven ve velmi rané fázi vývoje, proto nejsou dořešeny dílčí konstrukční celky. Není vymodelován hlavní otočný čep, chybí šrouby v konzole, není dořešena otázka aretace jednotlivých poloh. Dosavadní konstrukční řešení samotného těla zábrany není vyhovující, neboť prvky výztuh tvoří kapsy a záhyby, ve kterých by se držely nečistoty. Návrh nevyhovuje zejména z důvodu nedodržení zástavbových omezení.



Obr. 20 První návrh



Obr. 21 Skica prvního zamítnutého návrhu

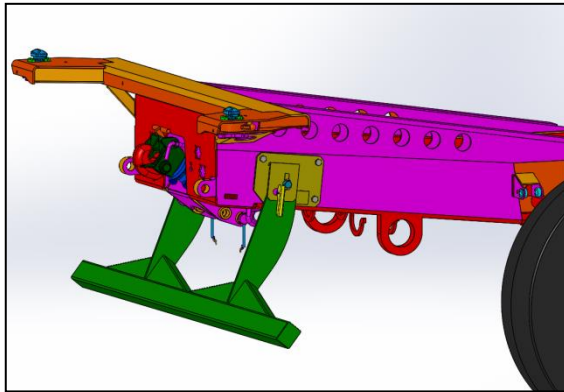


### 2.3.2. Druhý zamítnutý návrh

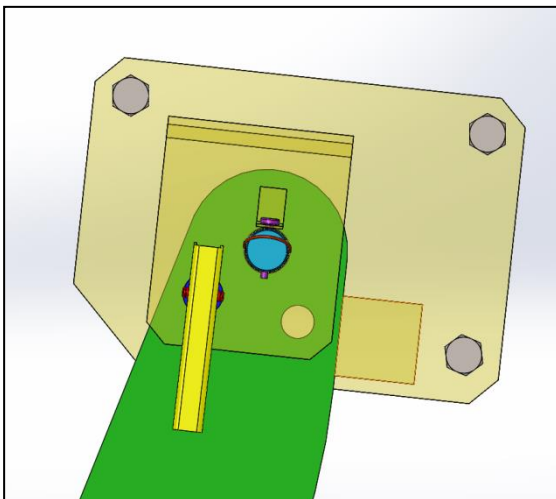
Zarážka na konzole je tvořena plným bločkem materiálu, který je namáhán téměř výhradně na smyk, jenž by toto zatěžování měl bez problémů vydržet. Rameno zábrany je vloženo mezi dvě desky konzoly. Aretační sestava je přivařena k vnější desce. Díry na hlavní čep (modrý) a aretační čep, jsou průchozí až do základní desky, oba čepy jsou tedy dvojstřížně uloženy. Toto řešení umožňuje snadné fixování zábrany v obou polohách.

Základní deska je připevněna třemi šrouby k rámu. Axiální aretace hlavního čepu je provedena pomocí zajišťovacího kolíku (možno nahradit též závlačkou, u kolíku hrozí vytřepání). Do čepu je dále připevněno očko (červený díl). To slouží pro snadnější vytažení čepu při demontáži. Do oka dále možno navléknout řetěz a ten připevnit ke konzole, čímž se zamezí ztrátě čepu. (řetěz není vymodelován).

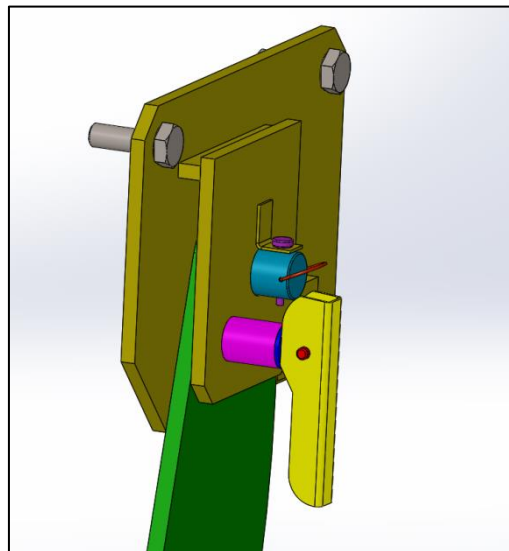
Koncepce splňuje požadavky na zástavbová omezení a je z konstrukčního hlediska realizovatelná. Achillovou patou návrhu je upevnění vnější desky k desce základové. Z diskuze s konzultanty vyplynula oprávněná obava, že by při zatížení mohla síla působící na čep celou tuto navařenou část dílu vyvrátit. V další části vývoje jsem se soustředil na zvětšení této stykové plochy tak, aby součást byla celkově tužší. Těmito a dalšími úpravami pak vznikl finální návrh.



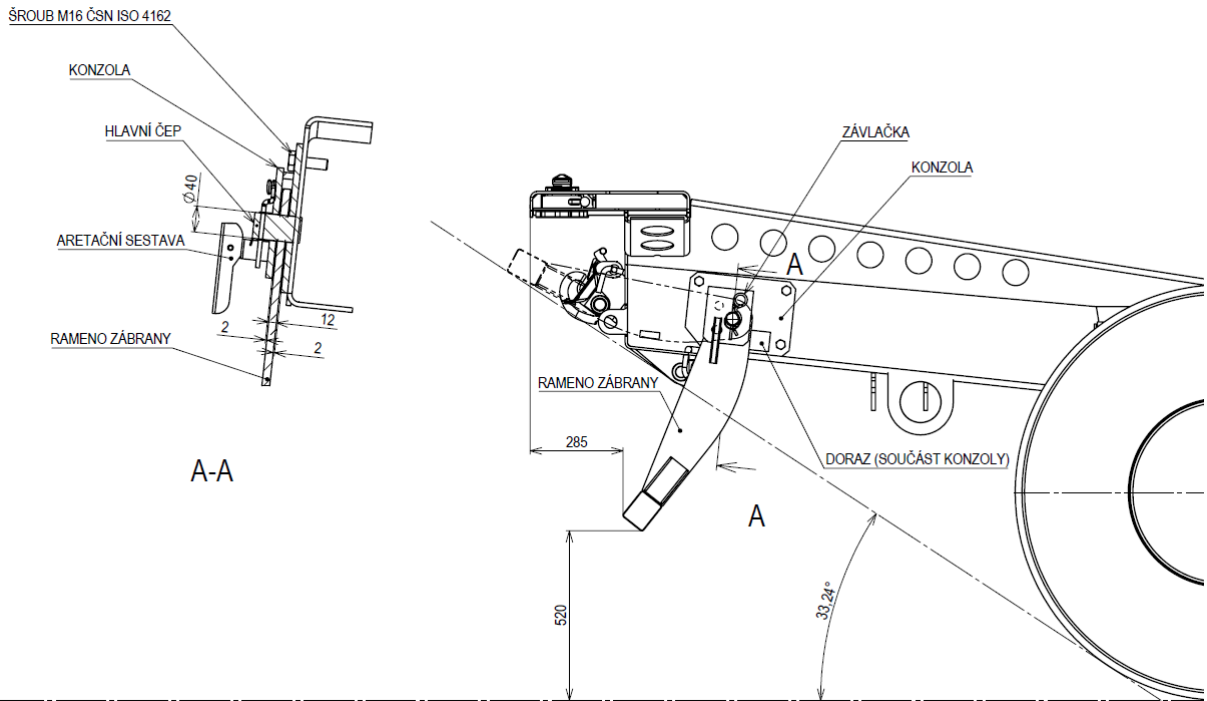
Obr. 22 Třetí návrh, celkový pohled



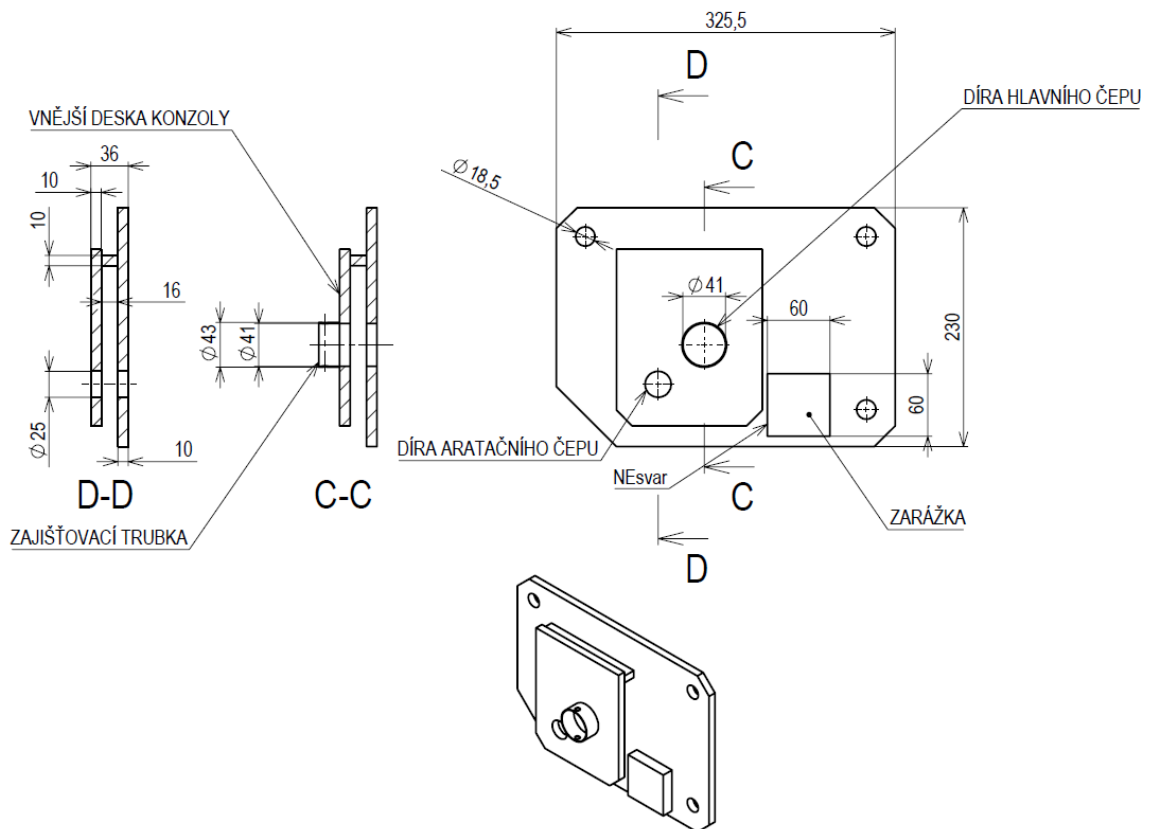
Obr. 24 Pohled na vnitřní uspořádání



Obr. 23 Detail na uchycení ramena v konzole



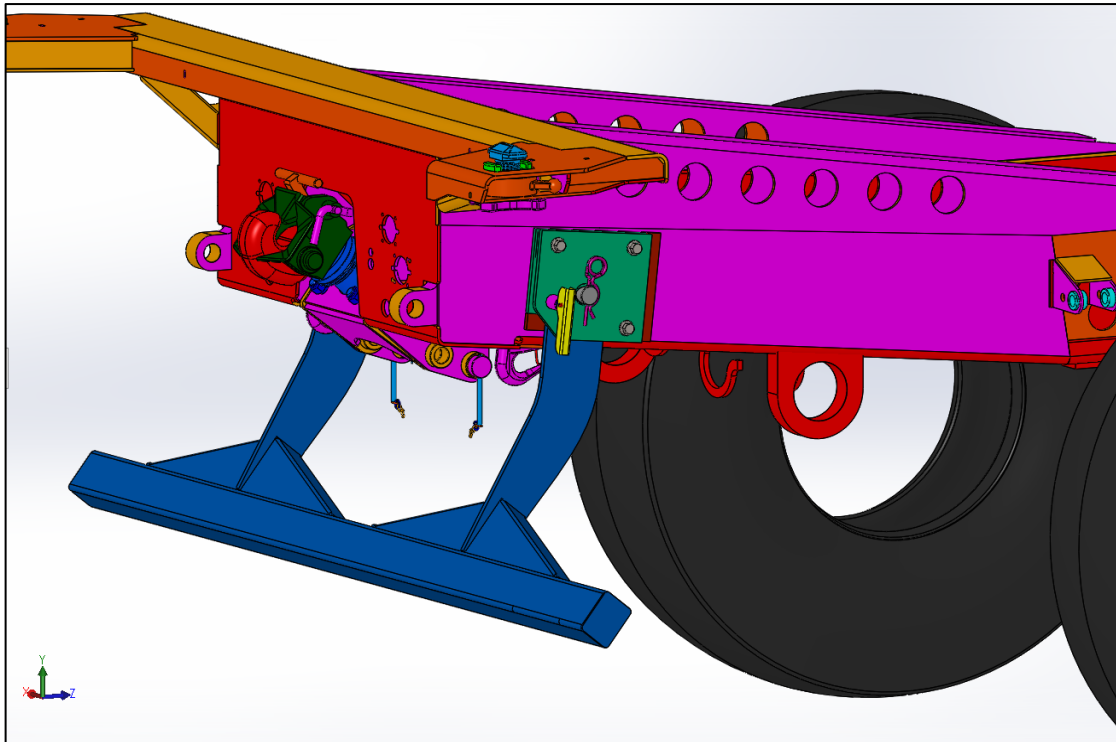
Obr. 25 Skica druhého zamítnutého návrhu



Obr. 26 Skica konzoly 2. zamítnutého návrhu

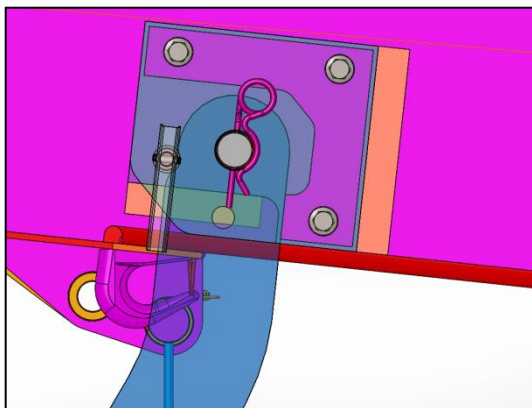
## 2.4. Finální návrh

### 2.4.1. Celková koncepce

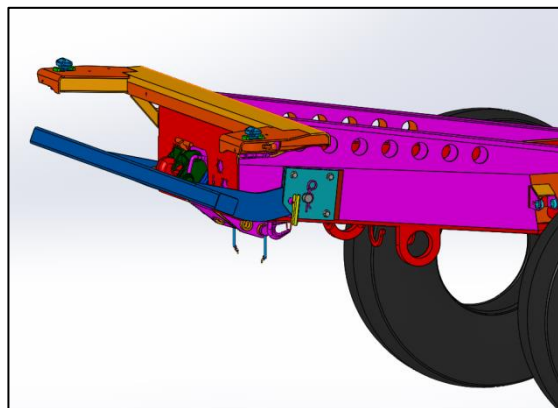


Obr. 27 Finální návrh, celkový pohled

Konzoly jsou přišroubovány třemi šrouby M16 z boku na rám. Matice jsou přivařeny z vnitřní strany rámu k vozu. Konzola je doplněna tvarovým zámkem. Ten je tvořen dvěma deskami přivařenými na rám. Tyto desky drží pozici konzoly a zachytávají reakční síly a moment vyvolané působením zatěžující síly. Hlavní čep, kolem kterého se tělo zábrany otáčí, je v konzole uložen dvojstřížně. Axiální zajištění čepu je realizováno pružnou pojistnou závlačkou, protaženou skrz čep a pojišťovací pouzdro v konzole. Pro snadnější manipulaci s čepem bylo pojišťovací pouzdro náležitě tvarově uzpůsobeno. Přenos momentu je realizován dvojicí hlavní čep – zarážka v konzole. Aretaci pracovní polohy zajišťuje aretační čep, jenž zapadá do výřezu v těle zábrany. Aretace ve vyklopené poloze pak probíhá pomocí stejného aretačního čepu. Tento je také uložen dvojstřížně.

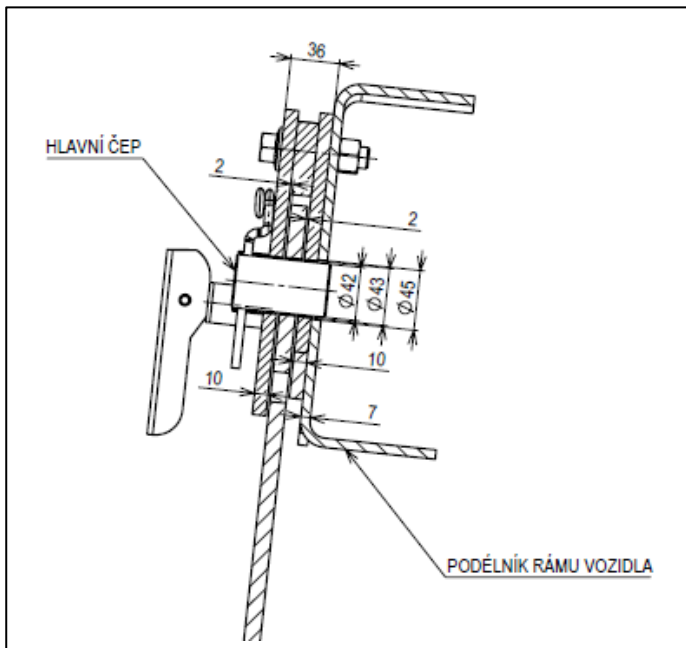


Obr. 29 Detail na uspořádání součástí v pracovní poloze, zobrazeno průhledně.

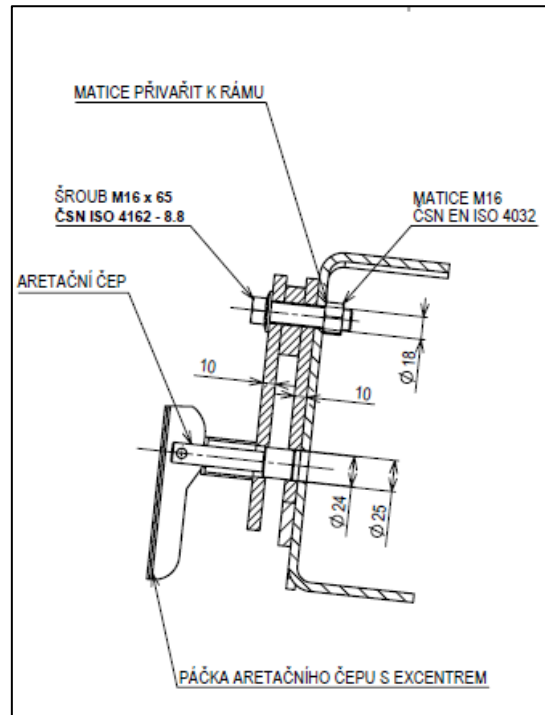


Obr. 28 Zábrana ve zvednuté poloze, celkový pohled.

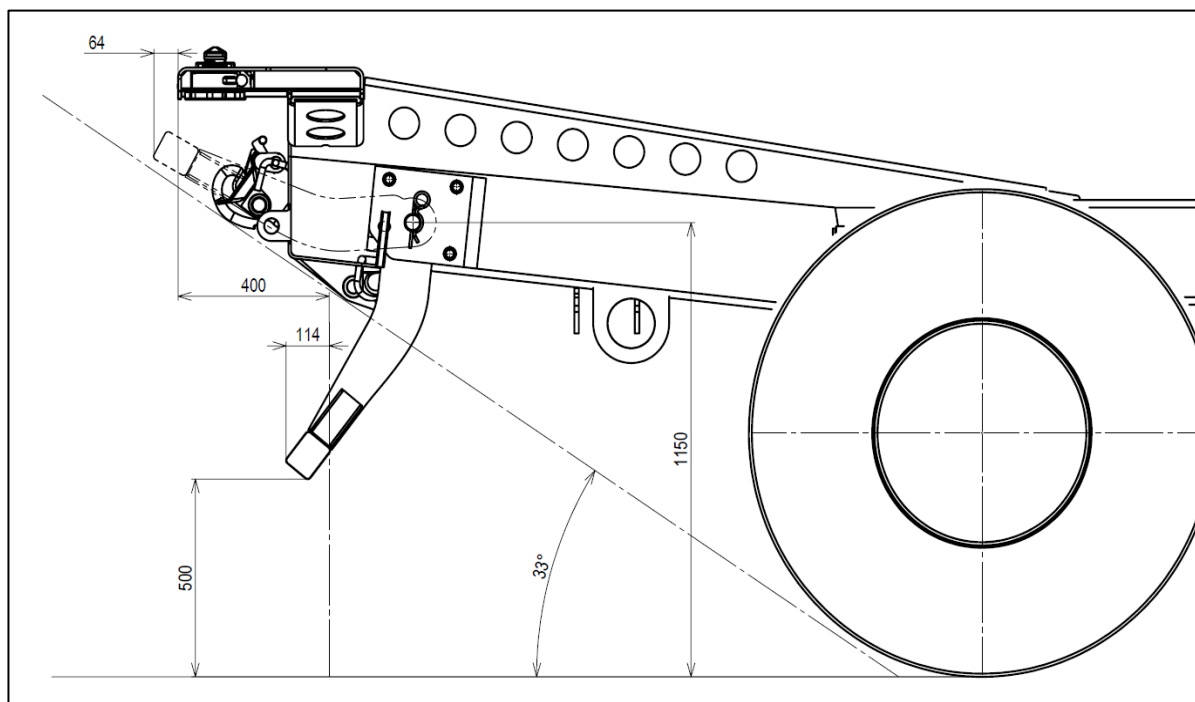




Obr. 31 Řez uložením hlavního čepu



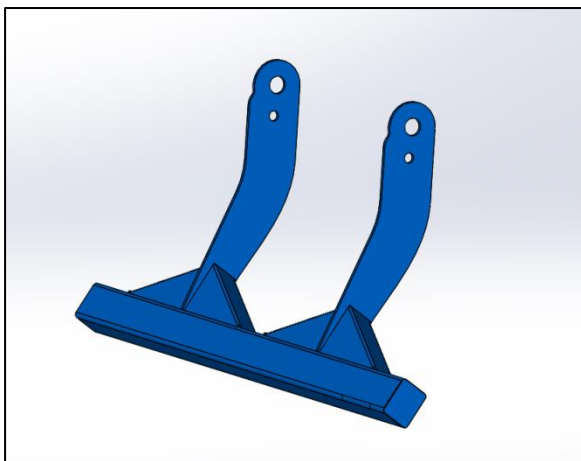
Obr. 30 Řez uložením aretačního čepu



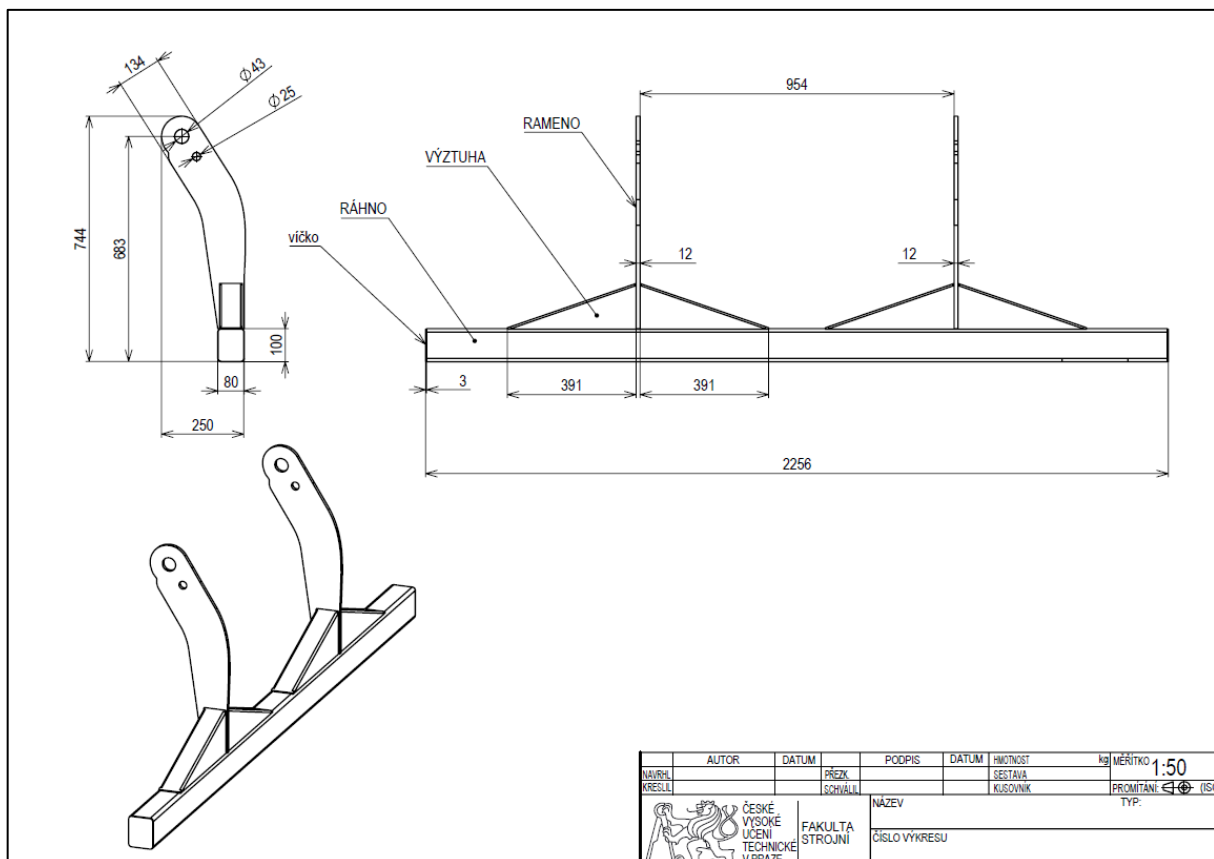
Obr. 32 Hlavní rozměry sestavy

## 2.4.2. Tělo zábrany

Jedná se o svařenec. Příčnick je tvořen obdélníkovou trubkou 100x80x4. Trubka je z boku uzavřena plechovými víčky tl. 3 mm přivařenými na její hranu. Ramena jsou koncipována jako plechový výpalek z polotovaru tl. 12 mm. V horní části každého ramena je umístěna dvojice kruhových otvorů. Otvor větší, o průměru  $d = 43$  mm, je určen pro hlavní čep. Menší kruhová díra je pak nachystána pro aretaci zajišťovacím čepem ve vyklopené poloze. Vybrání materiálu na levé straně ramena slouží k aretaci v poloze pracovní. Aretační čep v tomto případě neprochází skrze díru, ale pouze se svou částí opírá o zmíněné vybrání. Celek je zpevněn čtyřmi výztuhami z plechu tl. 3 mm ohnutého „do U“.



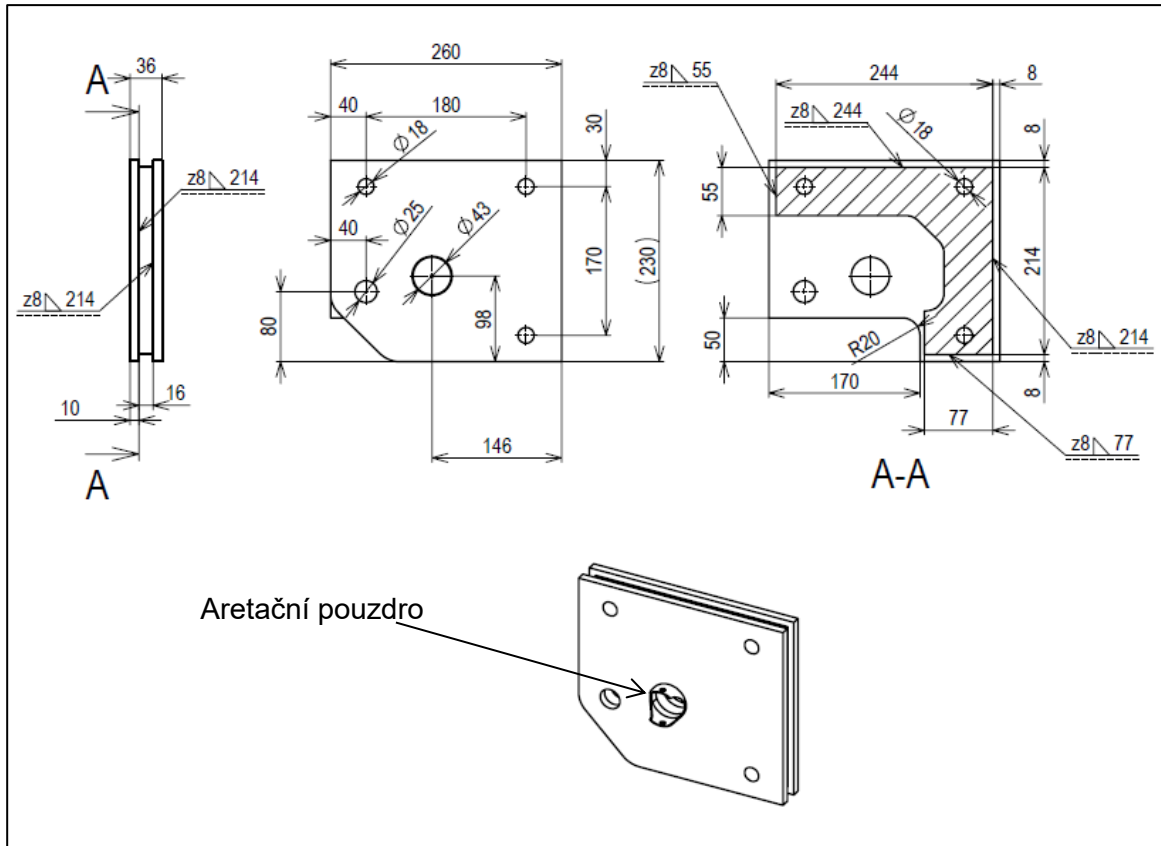
Obr. 33 Tělo zábrany



Obr. 34 Tělo zábrany schéma

### 2.4.3. Konzola

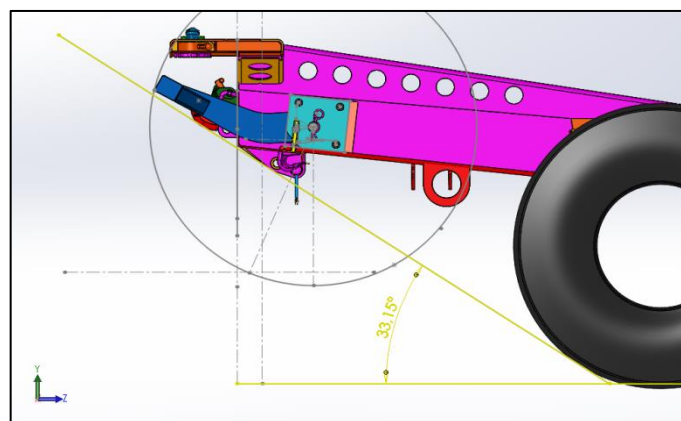
Díl tvoří tři plechy. Mezi dva plechy tloušťky 10 mm je vložen výpalek z plechu tloušťky 16 mm. Vnitřní plechový výpalek je po obvodu přivařen k oběma bočním tak, aby vznikla homogenní součást. Díry pro šrouby se vrtají po svaření. Pro správnou funkci je potřeba zajistit sousost děr na čepy v obou deskách konzoly. Pro axiální zajištění čepu je k vnější desce přivařeno aretační pouzdro.



Obr. 35 Výňatek z výkresu konzoly

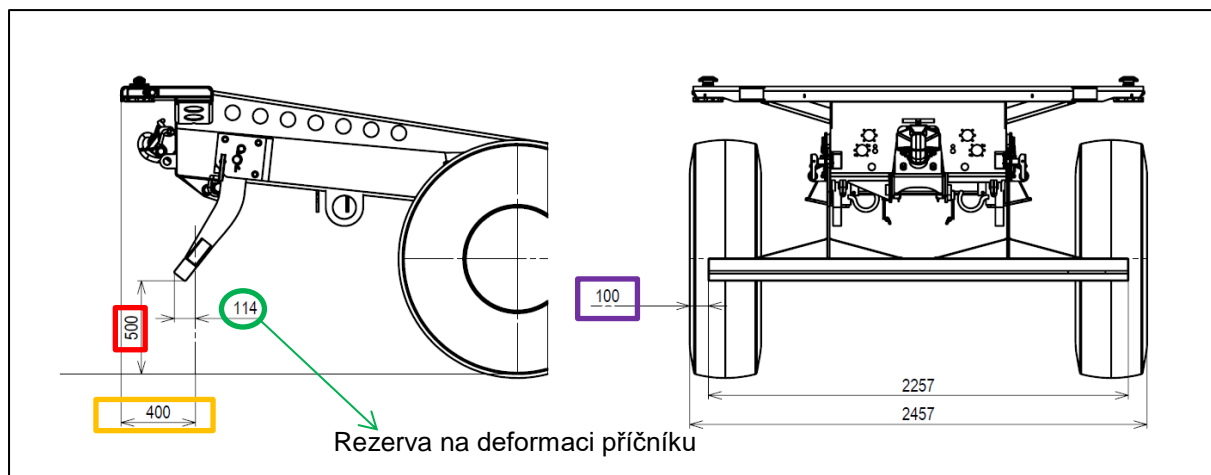
### 2.4.4. Splnění prostorových omezení konstrukce

Splnění nájezdového úhlu ve sklopeném stavu. Model nepočítá se zploštěním pneumatik. Je nicméně patrné (Obr.36), že sklopená zábrana není nejkratším bodem a při jízdě do kopce nebude tedy v kontaktu s terénem jako první.



Obr. 36 Finální návrh, splnění nájezdového úhlu

## Splnění požadavků na rozměry konstrukce plynoucích z normy EHK č.58. [1]



Obr. 37 Doklad splnění EHK č.58

### 16. POŽADAVKY NA MONTÁŽ SCHVÁLENÉHO TYPU ZOZP

16.1 U vozidel kategorií N<sub>2</sub> s maximální hmotností přesahující 8 t, N<sub>3</sub>, O<sub>3</sub> a O<sub>4</sub> nesmí světlá výška dolní strany ochranného zařízení nad zemí přesáhnout, i když vozidlo je v nenaloženém stavu:

- 450 mm u motorových vozidel a přípojných vozidel s hydropneumatickým, hydraulickým nebo pneumatickým zavěšením náprav nebo se zařízením k automatické regulaci výšky podle zatížení. V každém případě se vozidlo se zadním nájezdovým úhlem do 8° podle ISO 612:1978 a s maximální světlou výškou 550 mm pokládá za splňující požadavky.
- 500 mm nebo zadní nájezdový úhel 8° podle ISO 612:1978, podle toho, která z těchto hodnot je menší, u vozidel jiných, než jsou uvedena výše v pododstavci a). V každém případě se vozidlo se zadním nájezdovým úhlem do 8° podle ISO 612:1978 a s maximální světlou výškou 550 mm pokládá za splňující požadavky.

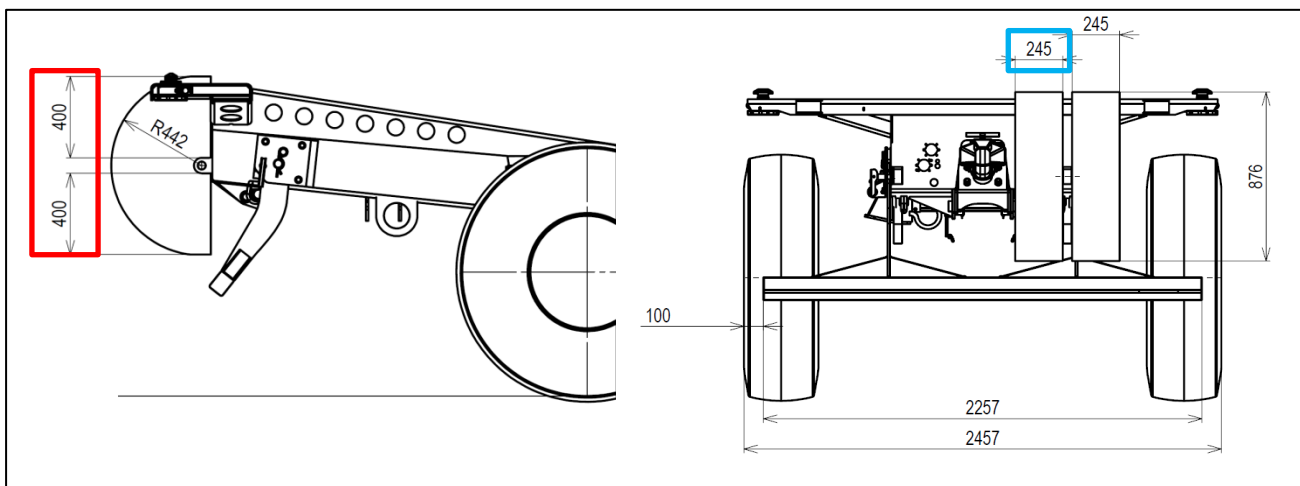
Tento požadavek platí pro celou šířku motorového vozidla nebo přípojného vozidla a přitom výška nad zemí bodů působení zkušebních sil aplikovaných na zařízení podle části I tohoto předpisu a zaznamenaná na formuláři zprávy o schválení typu (příloha 1, bod 7) nesmí překročit hodnoty stanovené výše v pododstavcích a) a b), zvětšené o polovinu minimální výšky průřezu požadované pro příčník ZOZP.

16.6. Zařízení musí být namontováno tak, že vodorovná vzdálenost mezi zadní částí zařízení a nejkrajnější zádí vozidla včetně případného zvedacího mechanismu plošiny nepřesáhne 400 mm zmenšených o zaznamenanou deformaci (odst.7.3 Části I), měřeno v kterémkoli z bodů, v nichž působily zkušební síly (příloha 1, položka 8) při schválení typu zadního ochranného zařízení proti podjetí podle ustanovení Části I tohoto Předpisu, a zaznamenanou v osvědčení o schválení typu. Při měření této vzdálenosti je nutno vyloučit jakoukoliv část vozidla ve stavu s nenaloženou hmotností, která je nad zemí výše než 2 m.

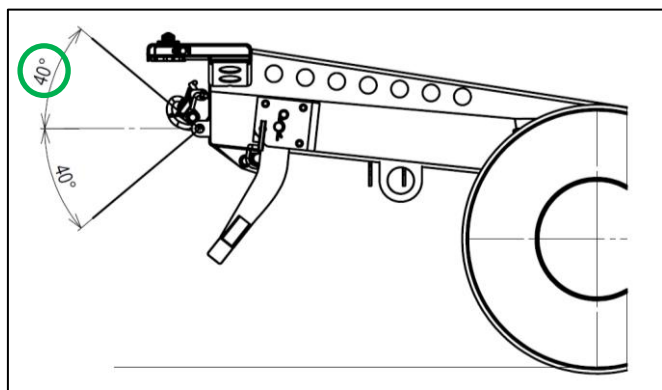
16.3. Šířka zadního ochranného zařízení v žádném bodě nesmí přesahovat šířku zadní nápravy, měřenou v nejkrajnějších bodech kol, s výjimkou vyboulení pneumatik těsně u země, ani ZOZP nesmí být na kterékoliv straně kratší o více než 100 mm. Když je zařízení součástí karoserie vozidla, nebo karoserií zahrnuje, a přitom karoserie sama přesahuje šířku zadní nápravy, neplatí požadavek, že ZOZP nesmí přesáhnout šířku zadní nápravy. Avšak u vozidel kategorií O<sub>1</sub> a O<sub>2</sub>, u kterých pneumatiky přesahují karoserii o více než polovinu jejich šířky, s výjimkou krytů kol, nebo pokud vozidlo nemá karoserii, pneumatiky přesahují takto podvozek, nesmí být šířka ZOZP na každé straně kratší o více než 100 mm, než je vzdálenost mezi nejvíce uvnitř ležícími body pneumatik, s výjimkou vyboulení pneumatik těsně u země. Kde je více než jedna zadní náprava, uvažovanou šířkou je šířka nejširší zadní nápravy. Navíc požadavky odstavců 3.1.2 a 3.1.3 přílohy 5, týkající se vzdálenosti bodů působení zkušebních sil od vnějších okrajů zadních kol (příloha 1, odst. 7), musí být ověřeny a zaznamenaný v osvědčení o schválení typu.

Obr. 38 Výňatky z normy EHK č.58

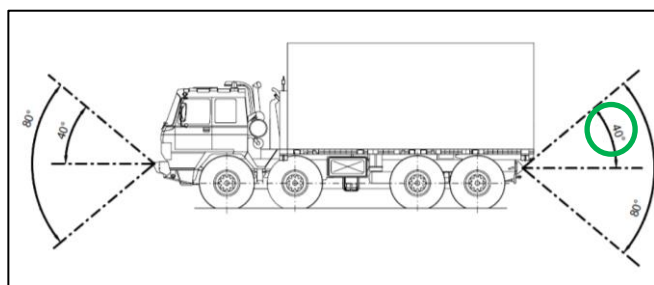
Splnění zástavbových omezení plynoucích z normy ČOS 25 1001. [2]



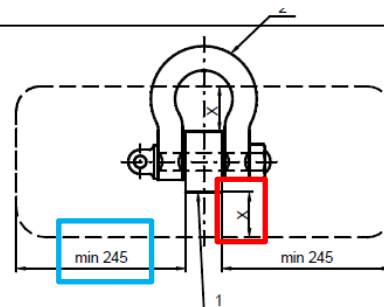
Obr. 39 Zástavbové omezení kolem vyprošťovacího oka



Obr. 41 Zástavbové omezení dané úhlem

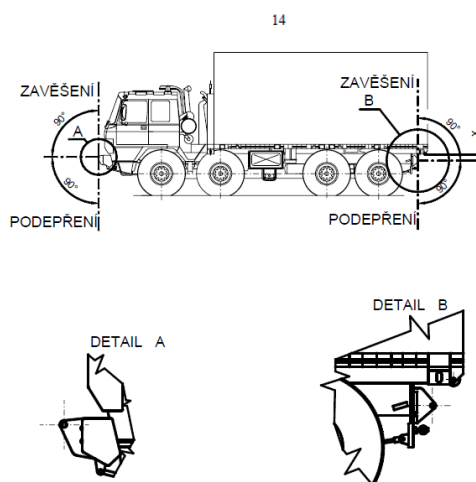


Obr. 40 Omezení úhlem - norma



Obr.5 POŽADAVEK NA MINIMÁLNÍ VOLNÝ PROSTOR (ČELNÍ POHLED)

- 1 – vyprošťovací oko,  
 2 – tržmen,  
 X – minimální vzdálenost pro zaručení maximálního provozního úhlu výklonu tažné tyče (lana) - rozdílná dle typu techniky a dle typu použitého vyprošťovacího oka;



OBR. 1 MINIMÁLNÍ VERTIKÁLNÍ PROVOZNÍ ÚHLY PŘI ZVEDÁNÍ ZAVĚŠENÍM NEBO PODEPŘENÍM PRO KOLOVÁ VOZIDLA

ZAVĚŠENÍ – zvednutí zavěšením (jeřáb vyprošťovacího prostředku – spony, oka),  
 PODEPŘENÍ – zvednutí podepřením (zvedák – speciální podpěry, náprava, vyprošťovací oka)

x – minimální provozní prsto - 400 mm od středu vyprošťovacího oka,

Detail A – vyprošťovací oka – přední část vozidla,  
 Detail B – vyprošťovací oka – zadní část vozidla;

Obr. 42 Výňatek z normy ČSN 25 1001

### 3. Výpočtová část

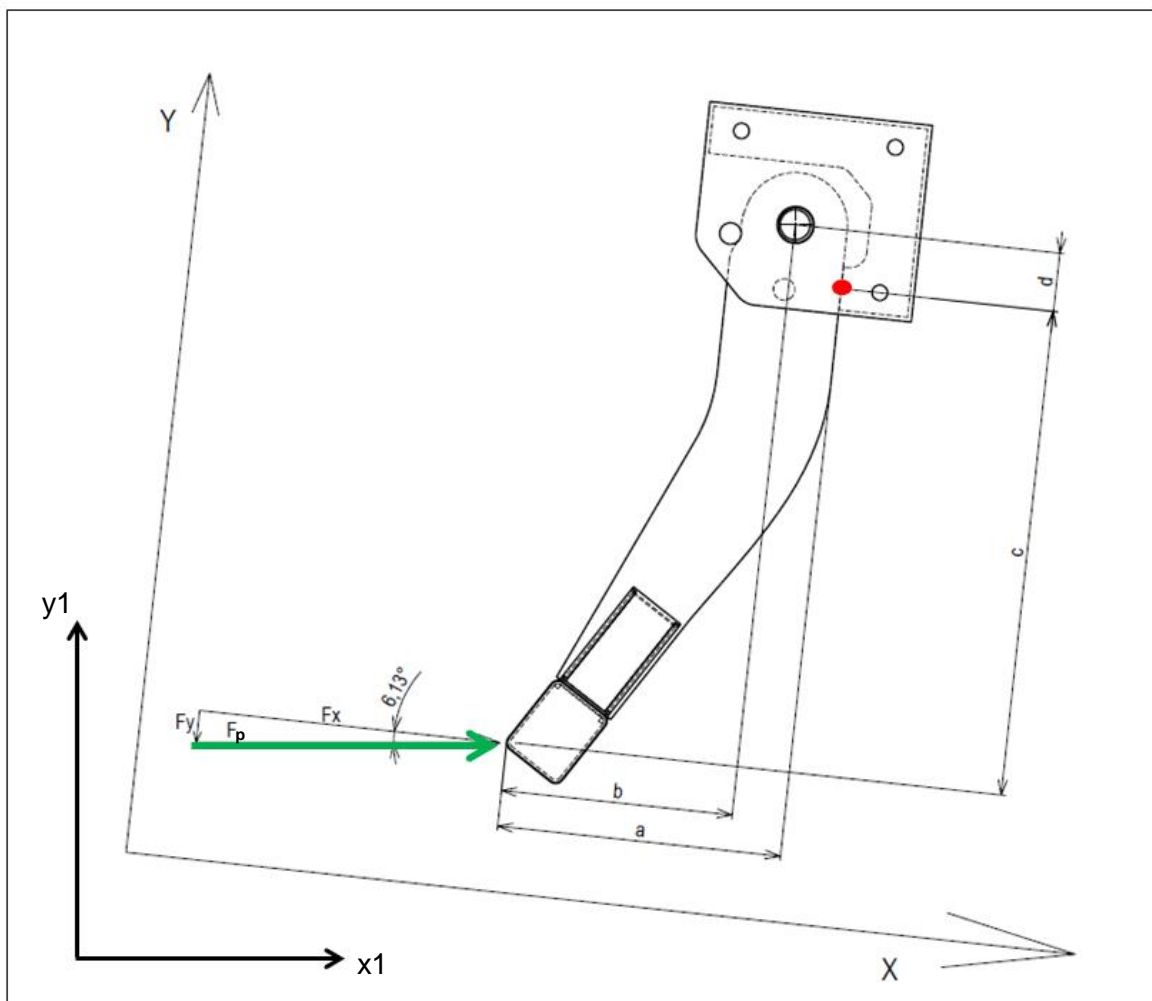
#### 3.1. Analytické výpočty

Veškeré výpočty ve výpočtové části, vycházejí z případu zatěžování pracovní silou  $F_p=50$  kN na převislém konci. Tedy v bodě P1, popřípadě P5.

##### 3.1.1. Stanovení reakcí

Pro potřebu výpočtu reakcí od zatěžující síly jsem stanovil následující výpočtový model: Zavádím lokální souřadný systém XY, který je oproti globálnímu  $x_1y_1$  pootočen o  $6,13^\circ$ . Výpočet v lokálním souřadném systému určení reakcí zjednoduší.

Jelikož ve směru osy z nepůsobí žádná síla, řeším úlohu pouze jako dvoudimenzionální. Uvažuji nejhorší případ zatížení, jenž nastane, pokud zatěžující síla  $F_p=50$  kN bude působit v rovině ramena. Pro potřeby výpočtu zavádím výpočtový bod (červeně), který nahrazuje stykovou plochu tělesa nárazníku a konzoly.



Obr. 43 Působení zatěžující síly na sestavu

Výpočet reakcí na těle nárazníku v souřadném systému XY. Plocha kontaktu s konzolou nahrazena pevným bodem A (červeně značen).

Dáno:

$$F_p = 50 \text{ kN}$$

$$F_x = F_p * \cos 6,13^\circ = \mathbf{49,7 \text{ kN}}$$

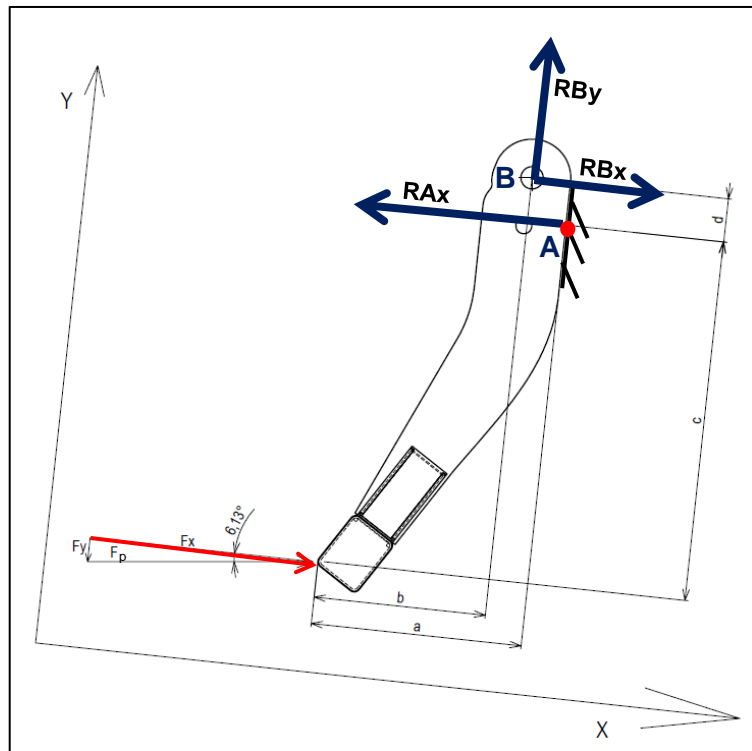
$$F_y = F_p * \sin 6,13^\circ = \mathbf{5,3 \text{ kN}}$$

$$a = 330,5 \text{ mm}$$

$$b = 270 \text{ mm}$$

$$c = 566 \text{ mm}$$

$$d = 68 \text{ mm}$$



Obr. 44 Uvolnění nárazníku

Rovnice:

$$x: F_x - R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$y: -F_y + R_{By} = 0$$

$$M_A: F_x * c + F_y * a - R_{Bx} * d - R_{By} * (a - b) = 0$$

Výsledky<sup>1</sup>:

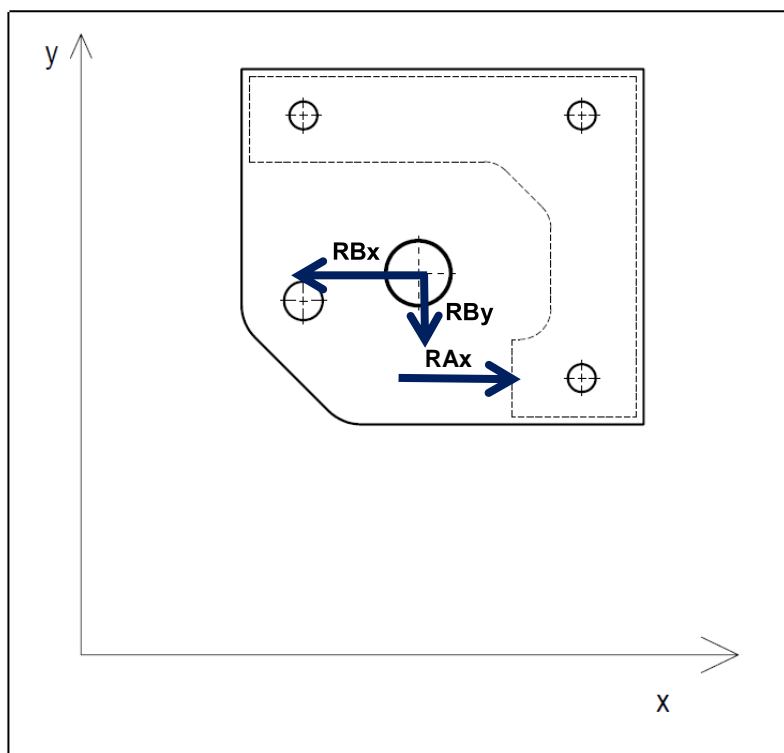
$$R_{Ax} = \mathbf{485 \text{ kN}}$$

$$R_{Bx} = \mathbf{435 \text{ kN}}$$

$$R_{By} = \mathbf{5,3 \text{ kN}}$$

<sup>1</sup> Výpočet v MatLabu; vizte přílohu č.1

Z principu akce a reakce získáváme díky předchozímu výpočtu silová působení na konzolu.



$$RAx = 485 \text{ kN}$$

$$RBx = 435 \text{ kN}$$

$$RBy = 5,3 \text{ kN}$$

Celková síla na čep:

$$RB = \sqrt{RBx^2 + RBy^2}$$

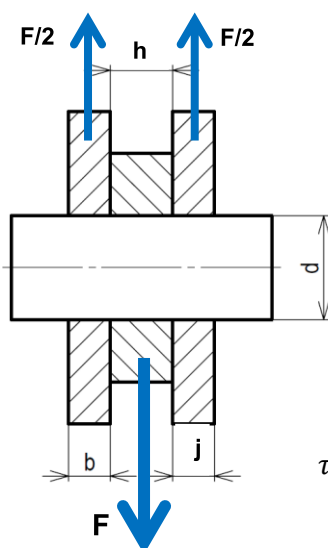
$$RB = 435 \text{ kN}$$

Obr. 45 Silové působení na konzolu

### 3.1.2. Kontrola čepu na sřih

Materiál čepu: ČSN 15 260 (EN 50CrV4), kaleno [3]

Materiálové vlastnosti:  $R_e = 800 \text{ MPa}$ ;  $R_m = 1000 \text{ MPa}$



$$F = RB = 435 \text{ kN}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$j = 10 \text{ mm}$$

$$\varnothing d = 42 \text{ mm}$$

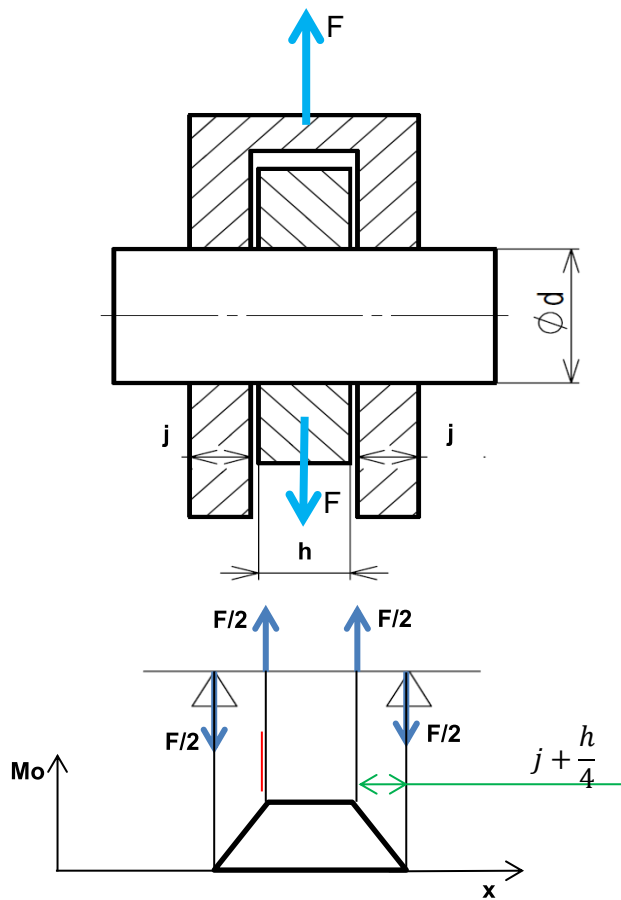
$$\tau_s = \frac{F}{S}$$

$$\tau_s = \frac{F}{2 * \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{435\,000}{2 * \frac{\pi * 42^2}{4}} = 157 \text{ MPa}$$

Obr. 46 Čep na sřih - schéma



### 3.1.3. Kontrola čepu na ohyb



Obr. 47 Čep na ohyb - schéma

$$F = RB = 435 \text{ kN}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$j = 10 \text{ mm}$$

$$\phi d = 42 \text{ mm}$$

$$k = 1,5; Re = 800 \text{ MPa [3]}$$

Výpočet:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$M_{oMAX} = \frac{F}{2} * \left(j + \frac{h}{4}\right)$$

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{16 * F * \left(j + \frac{h}{4}\right)}{\pi d^3} = \\ &= \frac{16 * 435\,000 * \left(10 + \frac{12}{4}\right)}{\pi * 42^3} \end{aligned}$$

$$\sigma_o = 388 \text{ MPa}$$

Kontrola redukovaného napětí

$$\sigma_{oRED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 * \tau_s^2} \text{ hypotéza HMH}$$

$$\sigma_{oRED} = \sqrt{388^2 + 3 * 157^2} = 473 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{Re}{k} = \frac{800}{1,5} = 533 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oRED} < \sigma_{Dov} = > \text{vyhovuje}$$

### 3.1.4. Kontrola čepu na otláčení

$$p = \frac{F}{2 * j * d} = \frac{435\,000}{2 * 10 * 42} = 517 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{h * d} = \frac{435\,000}{12 * 42} = 863 \text{ MPa}$$

Hodnoty místních tlaků jsou dle očekávání vysoké. Pro zatěžování čepu z vysokopevnostní oceli ČSN 15 260 s odpovídající povrchovou úpravou by tyto hodnoty neměly představovat větší problém.

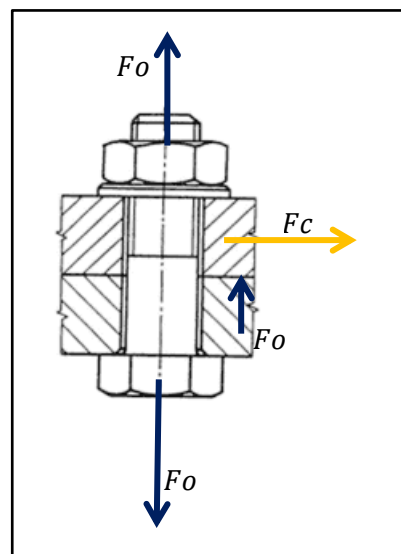
Velikost tlaku však napovídá, že v materiálu konzoly bude docházet k místní plastizaci a otláčení materiálu. Výsledky analytických výpočtů korespondují s výsledky lineární MKP analýzy konzoly. (Kapitola 3.2.1.). Nástin řešení je uveden v téže kapitole (3.2.1).

### 3.1.5. Výpočet šroubového spoje

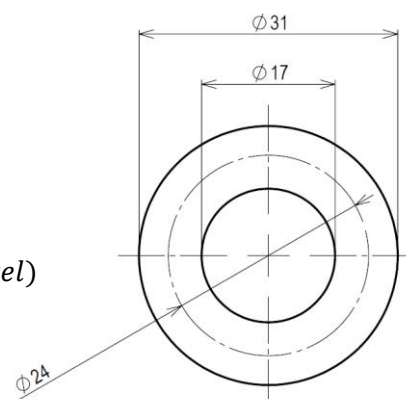
Dáno:

Šestihranný šroub s přírubou **M16 x 65 ČSN ISO 4162 – 8.8**

Síla zatěžující šroubový spoj	$F_c = m * g$
Třecí síla	$F_v$
Osová síla šroubu	$F_o$
Třecí moment pod hlavou šroubu	$M_t$
Moment potřebný k překonání tření v závitech	$M_{\text{š}}$
Utahovací moment [6]	$M = 140 \text{ Nm}$
Stoupání závitu [4]	$P = 2 \text{ mm}$
Střední průměr závitu [4]	$d_2 = 14,701 \text{ mm}$
Malý průměr závitu [4]	$d_3 = 13,546 \text{ mm}$
Střední průměr mezikruhové plochy kontaktu šroubu a součásti	$d_{\text{STŘ}} = 24 \text{ mm}$
Tření v závitu [4]	$f_{\text{š}} = 0,1$
Tření mezi materiály [4]	$f = 0,15 \text{ (ocel – ocel)}$
Tření pod hlavou šroubu [4]	$f_h = 0,1$
Hmotnost sestavy	$m = 60 \text{ kg}$



Obr. 48 Rozložení sil na šroubovém spoji



Obr. 49 Velikosti průměrů na styčné ploše hlava šroubu - materiál

Rovnice:

$$M = M_{\text{š}} + M_t$$

$$M_{\text{š}} = 0,5 * d_2 * \text{tg}(\gamma + \varphi) * F_o$$

$$M_t = 0,5 * F_o * d_{\text{STŘ}} * f_h$$

$$F_o = \frac{M}{0,5 * d_2 * \text{tg}(\gamma + \varphi) + 0,5 * d_{\text{STŘ}} * f_h}$$

$$\text{tg}\gamma = \frac{P}{d_2 * \pi} \Rightarrow \gamma = \text{atan}\left(\frac{P}{\pi * d_2}\right) = \text{atan}\left(\frac{2}{\pi * 14,701}\right) \Rightarrow \gamma = 0,043 \text{ rad}$$

$$\text{tg}\varphi = f_{\text{š}} \Rightarrow \varphi = \text{atan} f_{\text{š}} \Rightarrow \varphi = 0,096 \text{ rad}$$

$$F_o = \frac{140\,000}{0,5 * 14,701 * \operatorname{tg}(0,043 + 0,096) + 0,5 * 24 * 0,1} = 62,8 \text{ kN}$$

$$F_v = F_o * f = 62,8 * 0,15 = 9,4 \text{ kN}$$

$$F_c = m * g = 60 * 9,81 = 588,6 \text{ N} = 0,6 \text{ kN}$$

Podmínka únosnosti spoje:

$$F_v > F_c$$

$$9,4 \text{ kN} > 0,6 \text{ kN} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Pevnostní kontrola šroubu:

$$R_e = 800 \text{ MPa}; k = 1,5 [3]$$

$$\sigma = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi \frac{d_3^2}{4}} = \frac{62\,826}{\pi \frac{13,546^2}{4}} = 435,9 \text{ MPa}$$

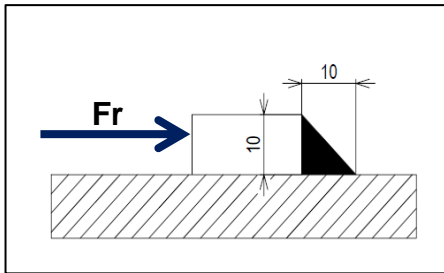
$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{800}{1,5} = 533 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_{Dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 3.1.6. Kontrola svarů

Tvarové zámky konzoly jsou tvořeny dvěma kusy plechu přivařenými na rám vozidla. Cílem výpočtu je ověřit dimenzování příslušných svarů.

**Plech číslo 1.** Kvůli konstrukčním požadavkům je plech přivařen pouze po obvodu dvou hran. Výpočtem ověřuji pouze nejdelší svar, svar horní hrany ve výpočtu nefiguruje. Vzhledem k tloušťce přivařené desky je možné svar počítat pouze na smyk, neboť ohyb nenastává. Zatěžující síla  $F_r = 54,4 \text{ kN}$  byla získána jako výsledek MKP analýzy konzoly. (kapitola 3.2.1)



Obr. 50 Schéma působení síly na svar

Plech číslo 1

Dáno:

$$F_r = 54,4 \text{ kN}$$

$$\alpha_{\tau \perp} = 0,75$$

$$l = 230 \text{ mm}$$

$$z = 10 \text{ mm}$$

$$as = \frac{z}{\sqrt{2}} = 7,07 \text{ mm}$$

$$k = 1,5$$

Základní materiál  $Re = 220 \text{ MPa}$

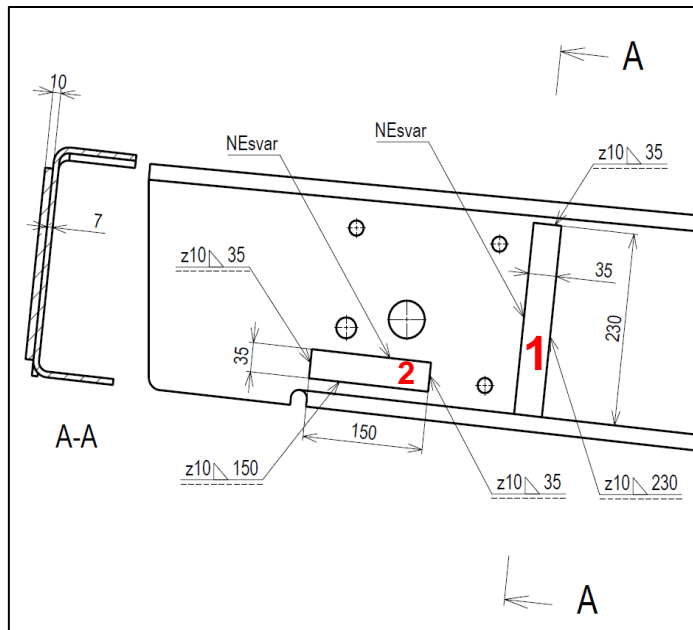
Výpočet:<sup>2</sup>

$$\tau = \frac{F}{\sqrt{2} * as * l} = \frac{54\,400}{\sqrt{2} * 7,07 * 230} = 23,6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{Dsv}}{\alpha_{\tau \perp}} = \frac{Re}{k} \Rightarrow \sigma_{Dsv} = \frac{Re}{k} * \alpha_{\tau \perp} = \frac{220}{1,5} * 0,75 = 110 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0,6 \sigma_{Dsv} = 0,6 * 110 = 66 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 66 \text{ MPa} > \tau = 23,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{svár plechu 1 vyhovuje}$$



Obr. 51 Schéma pozic desek tvarového zámku

<sup>2</sup> Součinitel anizotropie  $\alpha_{\tau \perp}$  volen dle [7] pro koutový svar zhotovený ručním svařováním obalenou elektrodou.

**Plech číslo 2.** Výpočet shodný s předchozím. Součást přivařena po délce tří hran. Opět kontroluji pouze nejdelší svar, ostatní dva výsledek mírně zlepší. Jejich zanedbání do výsledku vnáší nepřesnost na straně bezpečnosti, a proto je přípustné. Zatěžující síla  $F_s = 3,4 \text{ kN}$  byla opět získána z výsledků MKP analýzy. (kapitola 3.2.1)

Plech číslo 2

Dáno:

$$F_s = 3,4 \text{ kN}$$

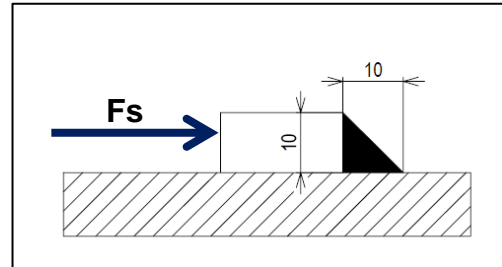
$$\alpha_{\tau \perp} = 0,75$$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$z = 10 \text{ mm}$$

$$as = \frac{z}{\sqrt{2}} = 7,07 \text{ mm}$$

$$k = 1,5$$



Obr. 52 Schéma působení síly na svar

Základní materiál  $Re = 220 \text{ MPa}$

Výpočet:<sup>3</sup>

$$\tau = \frac{F_s}{\sqrt{2} * as * l} = \frac{3\,400}{\sqrt{2} * 7,07 * 150} = 2,3 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{Dsv}}{\alpha_{\tau \perp}} = \frac{Re}{k} \Rightarrow \sigma_{Dsv} = \frac{Re}{k} \alpha_{\tau \perp} = \frac{220}{1,5} * 0,75 = 110 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0,6 \sigma_{Dsv} = 0,6 * 110 = 66 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 66 \text{ MPa} > \tau = 2,3 \text{ MPa} \Rightarrow \text{svař plechu 2 vyhovuje}$$

<sup>3</sup> Součinitel anizotropie  $\alpha_{\tau \perp}$  volen dle [7] pro koutový svar zhotovený ručním svařováním obalenou elektrodou.

### 3.1.7. Výpočet hypotetického svěrného spoje

Ve svém návrhu počítám s přenosem sil z konzoly na rám vozu pomocí tvarových zámků (pro výpočet svarů vizte předešlou kapitolu). Toto řešení jsem zvolil zejména z důvodu jeho prostorové nenáročnosti. Zabývejme se však nyní chvíli otázkou, jakou podobu by musel mít svěrný spoj, aby stejné síly přenesl sám. Za reakční sílu  $F_{c_2}$  považujme sílu  $Fr = 54,4 \text{ kN}$  získanou z MKP analýzy (kapitola 3.2.1) pro výpočet svaru plechu č.1.(kapitola 3.1.6).

Dáno:

Šestihranný šroub s přírubou **M20 x 65 ČSN ISO 4162 – 8.8**

Síla zatěžující šroubový spoj	$F_{c_2} = Fr = 54,4 \text{ kN}$
Třecí síla	$Fv_2$
Osová síla šroubu	$Fo_2$
Třecí moment pod hlavou šroubu	$Mt_2$
Moment potřebný k překonání tření v závitech	$Mš_2$
Utahovací moment [6]	$M_2 = 300 \text{ Nm}$
Stoupání závitu [4]	$P_2 = 2,5 \text{ mm}$
Střední průměr závitu [4]	$d_{22} = 18,376 \text{ mm}$
Malý průměr závitu [4]	$d_{32} = 16,933 \text{ mm}$
Střední průměr mezikruhové plochy kontaktu šroubu a součásti	$d_{STŘ2} = 28 \text{ mm}$
Tření v závitu [4]	$f_{\xi} = 0,1$
Tření mezi materiály [4]	$f = 0,15 \text{ (ocel – ocel)}$
Tření pod hlavou šroubu [4]	$f_h = 0,1$

Rovnice:

$$M_2 = M\check{s}_2 + Mt_2$$

$$M\check{s}_2 = 0,5 * d_2 * tg(\gamma + \varphi) * Fo_2$$

$$Mt_2 = 0,5 * Fo_2 * d_{ST\check{R}} * f_h$$

$$Fo_2 = \frac{M_2}{0,5 * d_2 * tg(\gamma + \varphi) + 0,5 * d_{ST\check{R}} * f_h}$$

$$tg\gamma = \frac{P_2}{d_2 * \pi} \Rightarrow \gamma = \text{atan}\left(\frac{P_2}{\pi * d_{22}}\right) = \text{atan}\left(\frac{2,5}{\pi * 18,376}\right) \Rightarrow \gamma = 0,043 \text{ rad}$$

$$tg\varphi = f_s \Rightarrow \varphi = \text{atan } f_s \Rightarrow \varphi = 0,096 \text{ rad}$$

$$Fo_2 = \frac{300\,000}{0,5 * 18,376 * tg(0,043 + 0,096) + 0,5 * 28 * 0,1} = 111,7 \text{ kN}$$

$$Fv_2 = Fo_2 * f = 111,7 * 0,15 = 16,7 \text{ kN}$$

$$Fc_2 = 54,4 \text{ kN}$$

Podmínka únosnosti spoje:

$$Fv_2 > Fc_2$$

$$16,7 \text{ kN} > 54,4 \text{ kN} \Rightarrow \textbf{Nevyhovuje}$$

**Nutno navýšit počet šroubů**

$$Fv_2 * i > Fc_2$$

$$i = 4$$

$$66,8 \text{ kN} > 54,4 \text{ kN} \text{ Vyhovuje}$$

Pevnostní kontrola šroubu:

$$R_e = 800 \text{ MPa}; k = 1,5 [3]$$

$$\sigma = \frac{Fo_2}{S_2} = \frac{Fo_2}{\pi \frac{d_{32}^2}{4}} = \frac{111\,700}{\pi \frac{16,933^2}{4}} = 496 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{800}{1,5} = 533 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_{Dov} \Rightarrow \textbf{vyhovuje}$$

Při zachování shodných podmínek by k přenesení sil pouze třecím spojem bylo potřeba čtyř šroubů M20.



### 3.1.8. Výpočet manipulační síly

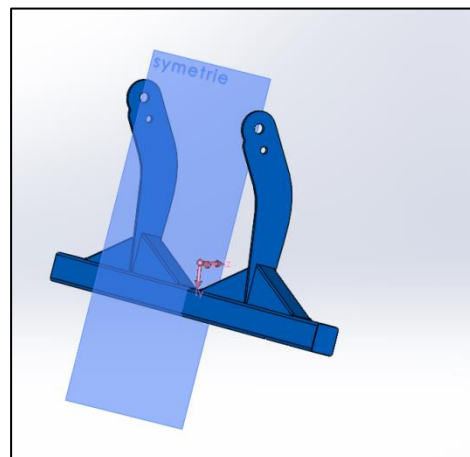
Norma EHK č.58 [1] stanovuje, že pro přemístění zábrany z pracovní polohy (dole) do polohy vyklopené (nahore) smí obsluha vyvinout manipulační sílu  $F_m$  o maximální velikosti 400 N. Splnění požadavku ověřuji výpočtem.

#### Parametry výpočtu:

- Součást je dokonale symetrická, těžiště tedy leží v rovině symetrie. Ve směru osy z nepůsobí žádné síly, výpočet je tudíž možno zjednodušit na 2D úlohu v ploše xy.
- Manipulační síla  $F_m$  působí svisle nahoru ve spodním rohu příčnicku. Síla  $F_m$  závisí na úhlu  $\beta$  natočení zábrany. Ověřuji situaci, kdy je těleso zábrany v horní úvrti, úhel  $\beta$  je nejmenší ( $\beta = 0$ ) a tedy síla  $F_m$  je největší.
- Polohu těžiště získávám z CAD modelu.
- Hmotnost tělesa zábrany získávám taktéž z CAD modelu.
- Uvažuji silové působení gravitace a čepové tření, ostatní vlivy zanedbávám.

Fyzikální vlastnosti MTZ nárazník těleso
Konfigurace: základní<Jako obrobek>
Souřadný systém: -- výchozí nastavení --
Hustota = 7850.00 kilogramů na metr krychlový
Hmotnost = 45.90 kilogramů
Objem = 0.01 metry krychlové
Plošný obsah = 2479327.54 milimetry čtvereční
Těžiště: ( milimetry )
X = -56.77
Y = 191.11
Z = 0.00

Obr. 54 Fyzikální vlastnosti CAD modelu



Obr. 53 Poloha těžiště

Dáno:

$$u = 194 \text{ mm}$$

$$v = 510 \text{ mm}$$

$$m_1 = 46 \text{ kg}$$

$$\mu_{\check{c}} = 0,05$$

$$r_{\check{c}} = 20 \text{ mm}$$

$$\beta \in \langle 0^\circ; 73^\circ \rangle$$

$$F_{mMAX} = 400 \text{ N}$$

$$G = m_1 * g$$

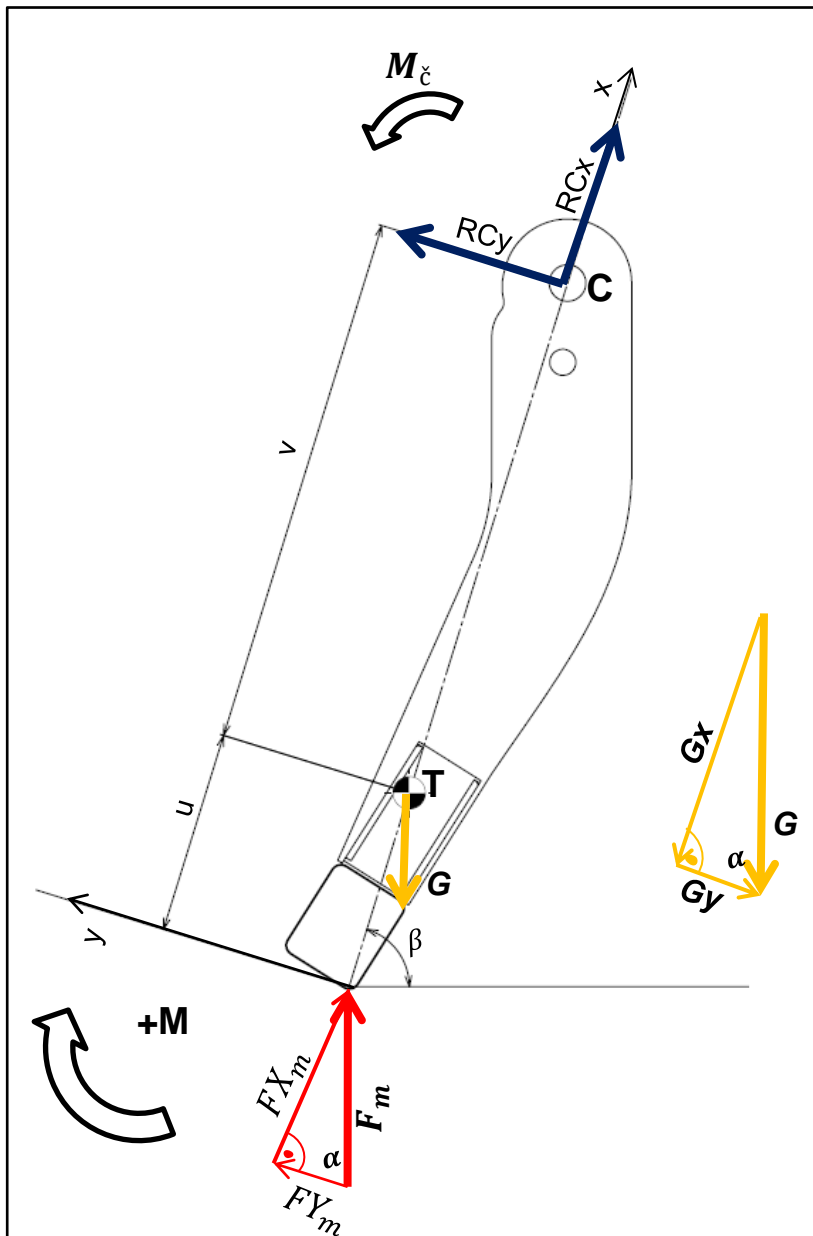
$$G_x = G * \sin\beta$$

$$G_y = G * \cos\beta$$

$$F_{X_m} = F_m * \sin\beta$$

$$F_{Y_m} = F_m * \cos\beta$$

$$M_{\check{c}} = \mu_{\check{c}} * r_{\check{c}} * (0,96RC_y + 0,4RC_x)$$



Obr. 55 Výpočet manipulační síly - uvolnění

Rovnice:<sup>4</sup>

$$x: RC_x - G * \sin\alpha + F_m * \sin\beta = 0$$

$$y: RC_y - G * \cos\alpha + F_m * \cos\beta = 0$$

$$M_C: (u + v) * F_m * \cos\alpha - v * G * \cos\beta - M_{\check{c}} = 0$$

Výsledky:<sup>5</sup>

$$RC_y = 124 \text{ N (36,2 N)}$$

$$RC_x = 0 \text{ N (118,5 N)}$$

$$F_m = 327,3 \text{ N (327 N)}$$

$$F_m = 327,3 \text{ N} < F_{mMAX} = 400 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

<sup>4</sup> Pro zápis v programu Matlab, vizte přílohu číslo 2

<sup>5</sup> V závorkách uvedeny hodnoty sil pro  $\beta = 73^\circ$  - spodní poloha

## 3.2. MKP analýza

Hotové součásti jsem podrobil statické analýze v softwaru SolidWorks 2018. Simulace probíhala metodou konečných prvků pouze v lineární oblasti chování materiálu. Výpočet tedy počítá pouze s lineárním chováním materiálu a nereflkuje plasticitu.

### 3.2.1. Konzola

Díl bude dle předpokladů nejvíce namáhán tlakem, neboť působí jako zarážka, která zadržuje moment způsobený zatěžující silou. Další tlaková pole možno očekávat v okolí díry na čep a v místě kontaktu s tvarovými zámky.

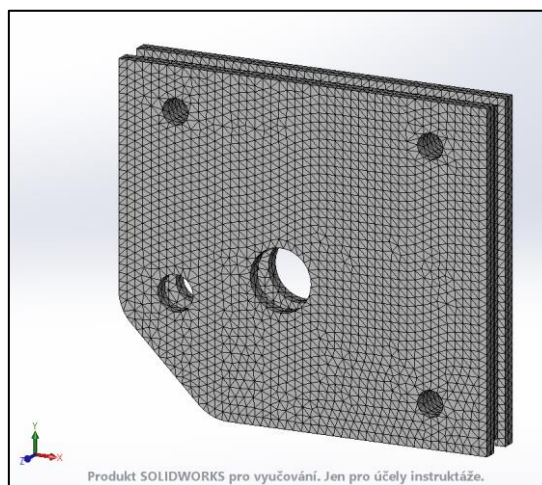
#### Definice výpočtu

Výpočet v lineární oblasti chování materiálu. Objemová síť, čtyřstěnné elementy o velikosti 6 mm.

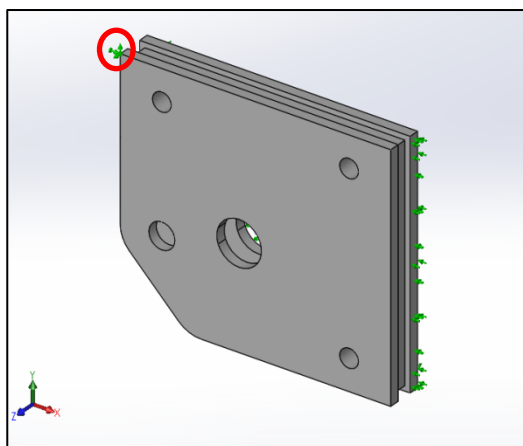
Materiál ocel 12 020:  $Re = 220 \text{ MPa}$ ,  $Rm = 750 \text{ MPa}$  [4].

#### Okrajové podmínky

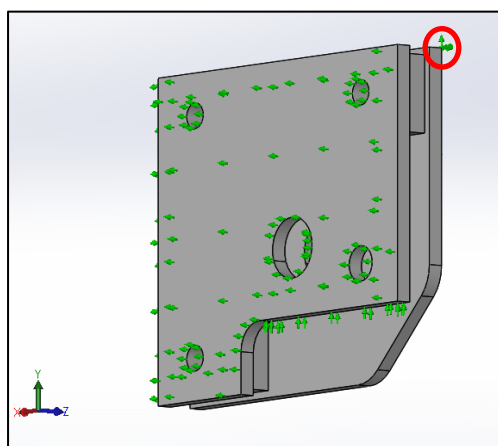
K simulaci skutečných kontaktů konzoly s tvarovými zámky na rámu jsem použil normálových vazeb na příslušné plochy. Jedná se o pravou svislou plochu a o vodorovnou plochu ve vykousnutí v zadní desce konzoly. Celý díl je pak pevně upnut na bok rámu, a proto je celá zadní plocha desky omezena normálovou vazbou. Pro uchycení součásti v prostoru během výpočtu, zavádím virtuální fixní vazbu v levém horním rohu (v červeném kroužku).



Obr. 56 Výpočtová síť



Obr. 58 Normálové vazby, pohled zepředu



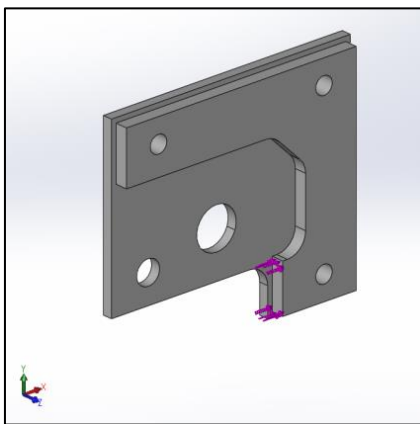
Obr. 57 Normálové vazby, pohled zezadu

### Vnější zatížení

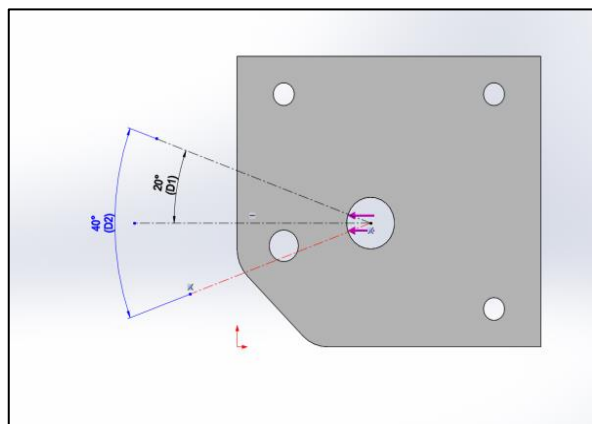
Součást je zatížena dvěma silami, jež jsem určil analytickými výpočty v první části. Síla  $R_{Ax} = 485 \text{ kN}$  působí kolmo na stykovou plochu, je rovnoměrně rozložena.

Síla  $RB$  je vektorovým součtem sil  $RB_x$  a  $RB_y$  a působí symetricky na obě desky, ve kterých je čep uložen. Síla  $RB$  působí na výseči válcové plochy v obou deskách. Hrana definující výseč je kružnicový oblouk o úhlu  $40^\circ$ . Toto empirické rozdělení odpovídá silovému působení čepu na díru, v níž je uložen.

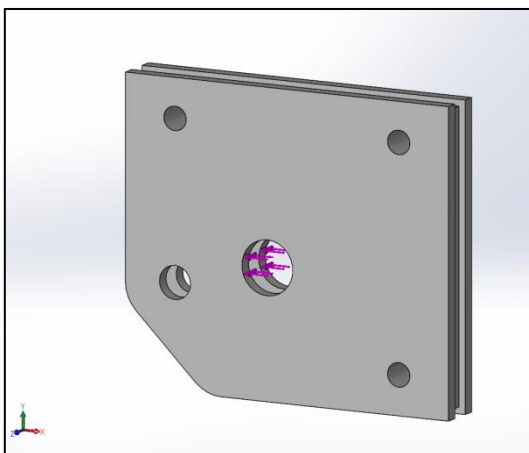
Pro zjednodušení jsem směr působení síly  $RB$  definoval jako rovnoběžku s hranou desky, což není zcela přesné, neboť výslednice  $RB$  již z principu nemůže být rovnoběžnou se silou  $RB_x$ , která je její součástí. Toto zjednodušení je přípustné, neboť síla  $RB_y = 5,3 \text{ kN}$  je oproti  $RB_x = 435 \text{ kN}$  řádově menší a je možné ji zanedbat.



Obr. 61 zatížení silou  $R_{Ax}$  (fialově)  
součást zobrazena v řezu



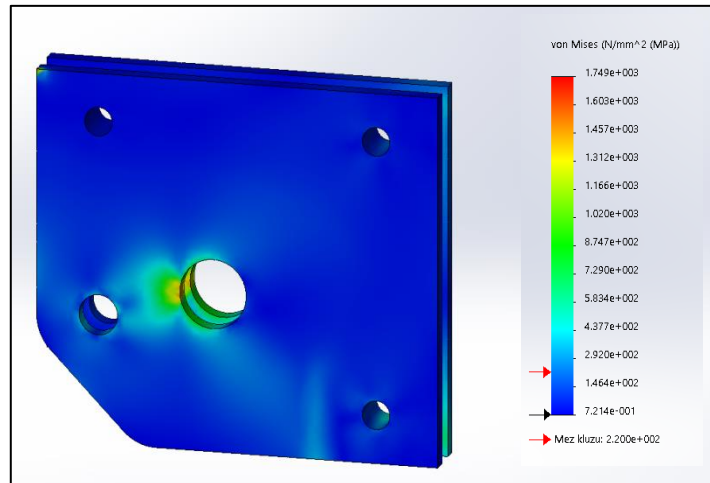
Obr. 60 Definice výseče válcové plochy



Obr. 59 Zatížení silou  $RB$  (fialově)

## Napětí v součásti

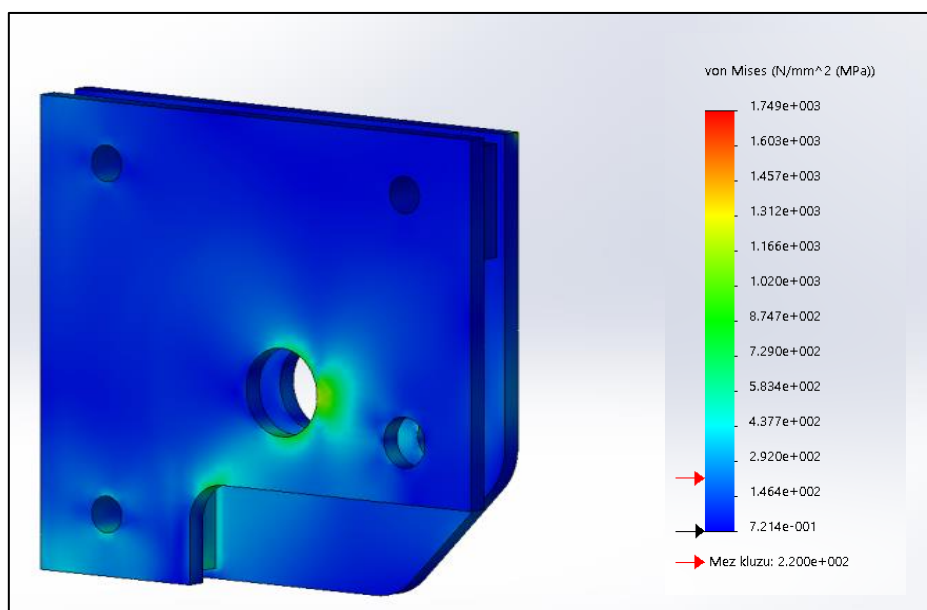
Výsledkem MKP analýzy jest napěťová mapa. Z ní je patrné, že nejvyšší hodnotou napětí je 1 749 MPa. Jelikož se jedná o čistě lineární výpočet, který nereflektuje plastické chování materiálu, můžeme říci, že ne všechny tyto hodnoty jsou relevantní. Jak možno vidět, oblasti nad mezí kluzu jsou malé a tvoří se v očekávaných místech. Tedy v místě silového působení čepu, v okolí děr na šrouby a v zarážce.



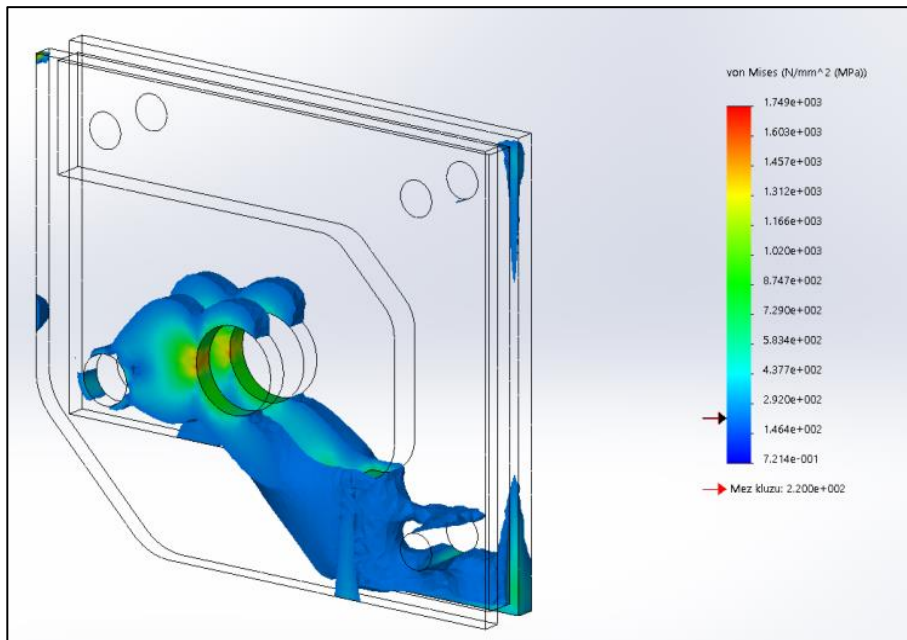
Obr. 62 Napěťová mapa, pohled zepředu

Všechna tato napětí jsou tlaková a budou působit místní plastizaci materiálu. Skutečná napětí v těchto místech tedy v reálu nebudou dosahovat takto závratných hodnot. Z výsledku je také nutno odečíst špičku napětí v levém horním rohu způsobenou virtuální fixní vazbou.

Lineární výpočet postačuje k tomu, abychom mohli určit potenciálně nebezpečná místa, která by v dalších krocích vývoje bylo vhodné prověřit. Napěťové špičky způsobené místním tlakovým polem čepu by teoreticky mohly vést k vymačkání materiálu, popřípadě až k plastickému tečení. V oblasti zarážky je dle výpočtu tlakové napětí o výši cirká 400 MPa. Zde se však dá předpokládat, že dojde k místní plastizaci materiálu a skutečné napětí po zatížení bude tedy menší. Dalším rizikovým místem je oblast zvýšeného napětí v místě vykousnutí zadní desky. Zde se nachází napěťová špička o velikosti 700 MPa. Toto místo je částečně zatěžováno i na tah, a proto by mohlo být zdrojem vzniku a šíření trhliny.

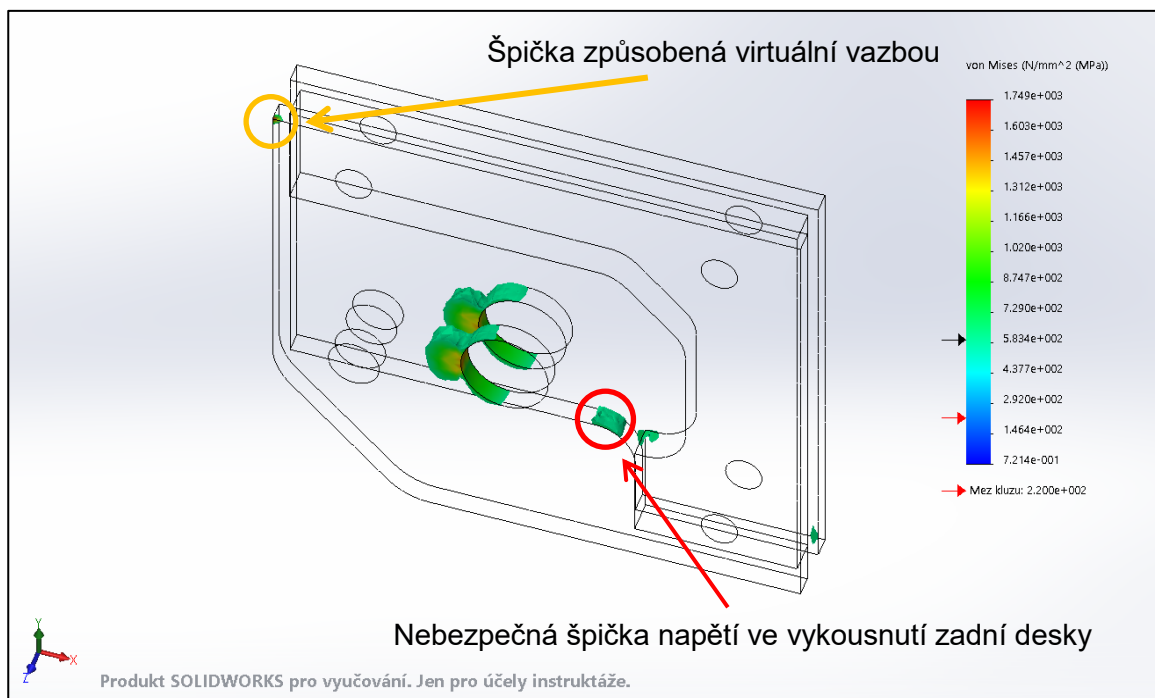


Obr. 63 Napěťová mapa, pohled zezadu



Obr. 64 Oblasti nad mezí kluzu ( $R_e=220$  MPa) pohled zepředu

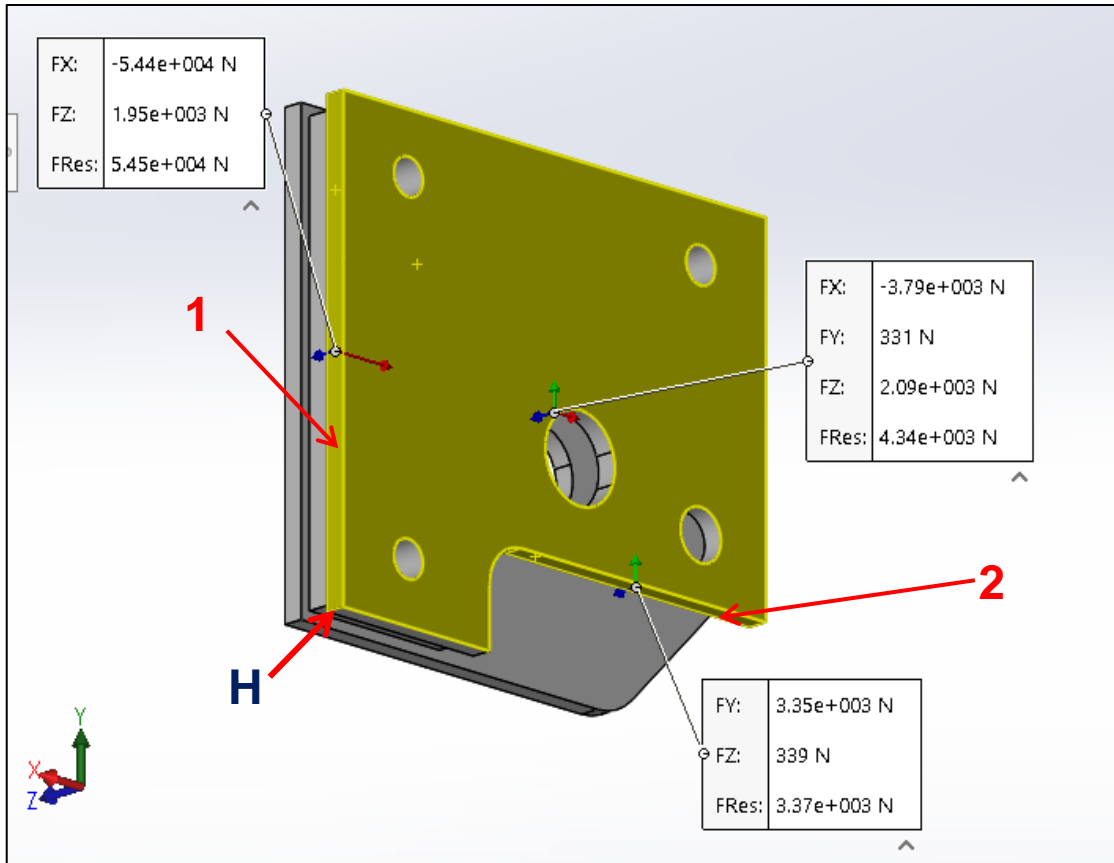
Při podrobnějším zkoumání výsledku můžeme říci, že zejména ve spodní části součásti se objevují relativně velké oblasti, kde napětí dosahuje hodnot výrazně vyšších než mez kluzu  $R_e = 220$  MPa. Je zřejmé, že konstrukce součásti z obyčejné konstrukční oceli není možná, neboť by v místech největšího namáhání mohlo dojít k poruše materiálu, což by mohlo vést až k destrukci dílu. Proto bude nutné vyrobit součást z vysokopevnostní oceli. Jednou z alternativ je ocel známá pod obchodním názvem STRENX 1100 s mezí kluzu 1100 MPa. [5] S podmínkou posouzení potenciálně rizikových oblastí výpočtem v oblasti plastických napětí můžeme součást prohlásit v prvním přiblížení za vyhovující.



Obr. 65 Detail na oblasti s napětím nad 600 MPa

## Reakční síly na součásti

Pozici konzoly na rámu určuje tvarový zámek, který zároveň přenáší do rámu momenty od zatěžující síly. Dvě desky, které zámek tvoří, jsou k rámu přivařeny. Pro správnou dimenzi svarů je nutné znát síly, které na desky od konzoly působí. Ty získáme jako reakční síly na normálové vazby v MKP výpočtu konzoly. Okrajové podmínky i vnější zatížení jsou stejné jako u předchozího výpočtu. (hrany jsou číslovány shodně i u výpočtů svarů)



Obr. 66 Reakční síly na konzole. Pohled zezadu

U hrany číslo 1 nás zajímá síla ve směru osy x. V tomto směru totiž konzola tlačí na desku tvarového zámku.

U hrany číslo 2 je důležitá síla ve směru osy y, neboť příslušná deska tvarového zámku zabraňuje konzole v pohybu dolů a otáčení kolem hrany H.

Za povšimnutí stojí, že reakční síly ve směru osy z působí ve směru „od auta“. Tedy že ve výsledku se při zatěžování bude konzola k rámu auta přitahovat a tlačít na něj, nebude tedy axiálně zatěžovat šrouby.

Odečtené síly:

Hrana 1:  $F_r = 54,4 \text{ kN}$

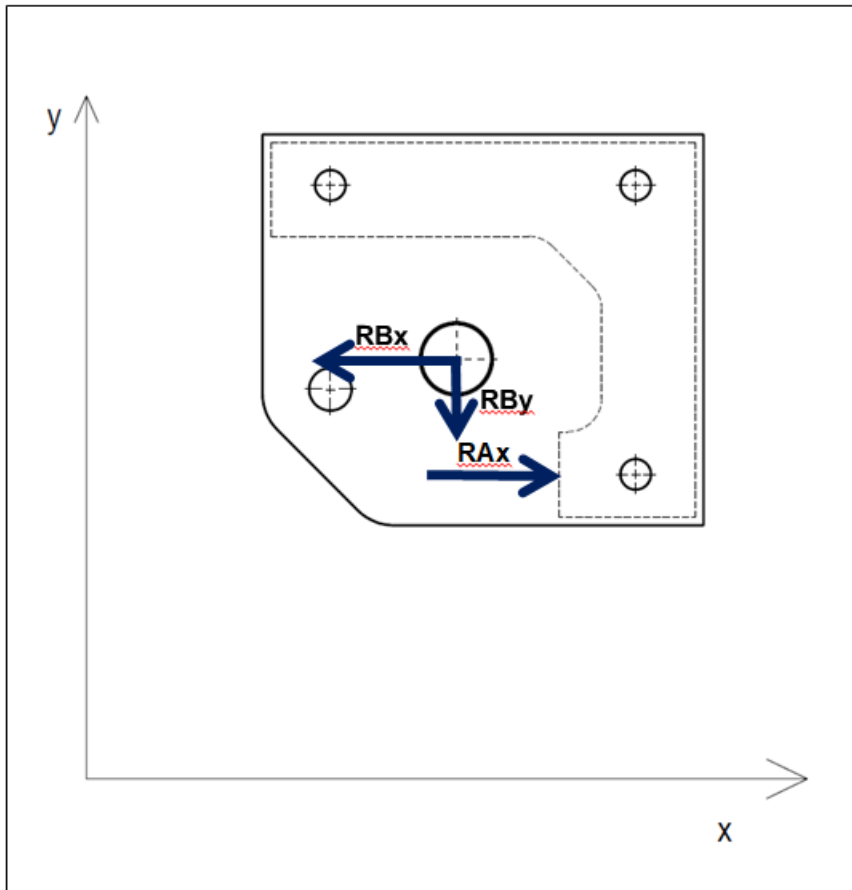
Hrana 2:  $F_s = 3,4 \text{ kN}$

Hodnoty těchto sil byly použity ve výpočtu svarů. (kapitola 3.1.6)



## Srovnání reakčních sil z MKP a z analytického výpočtu

Na tomto místě si připomeňme velikosti reakčních sil  $R_{Ax} = 485 \text{ kN}$ ,  $R_{Bx} = 435 \text{ kN}$  a  $R_{By} = 5,3 \text{ kN}$  určených v kapitole 3.1.1.



Obr. 67 Rozložení sil na konzole

Rovnice pro určení výsledné síly v ose x má podobu  $R_x = R_{Ax} - R_{Bx}$  dosazením získáváme  $R_x = 485 - 435 = 50 \text{ kN}$ . Ve směru osy y působí pouze síla  $R_{By} = 5,3 \text{ kN}$ . Srovnáním analyticky získaných sil  $R_x$  a  $R_{By}$  se silami  $F_r$  a  $F_s$  získanými simulací můžeme ověřit správnost výpočtu.

$$F_r = 54,4 \text{ kN} \sim R_x = 50 \text{ kN}$$

$$F_s = 3,4 \text{ kN} \sim R_{By} = 5,3 \text{ kN}$$

Zatímco u sil ve směru osy x je odchylka mezi výsledky malá, v řádu jednotek procent, při srovnání sil v ose y můžeme pozorovat rozdíl větší (60%). Vysvětlení rozdílnosti hodnot tkví v pochopení definice okrajových podmínek MKP analýzy. Při definování zatížení čepové díry jsem ypsilonovou složku ( $R_{By}$ ) zanedbal a zatěžující sílu definoval pouze jako  $R_{Bx} = 435 \text{ kN}$  a její směr jako rovnoběžku s osou x. Toto zjednodušení je pak příčinou menší výsledné reakční síly. Jak je však možno vidět z výsledků výpočtů pro dimenzování svarů (kapitola 3.1.6), svar desky 2 je násobně předimenzován a ani dvojnásobné zvětšení zatěžující síly nebude mít za následek nevyhovující kontrolu.



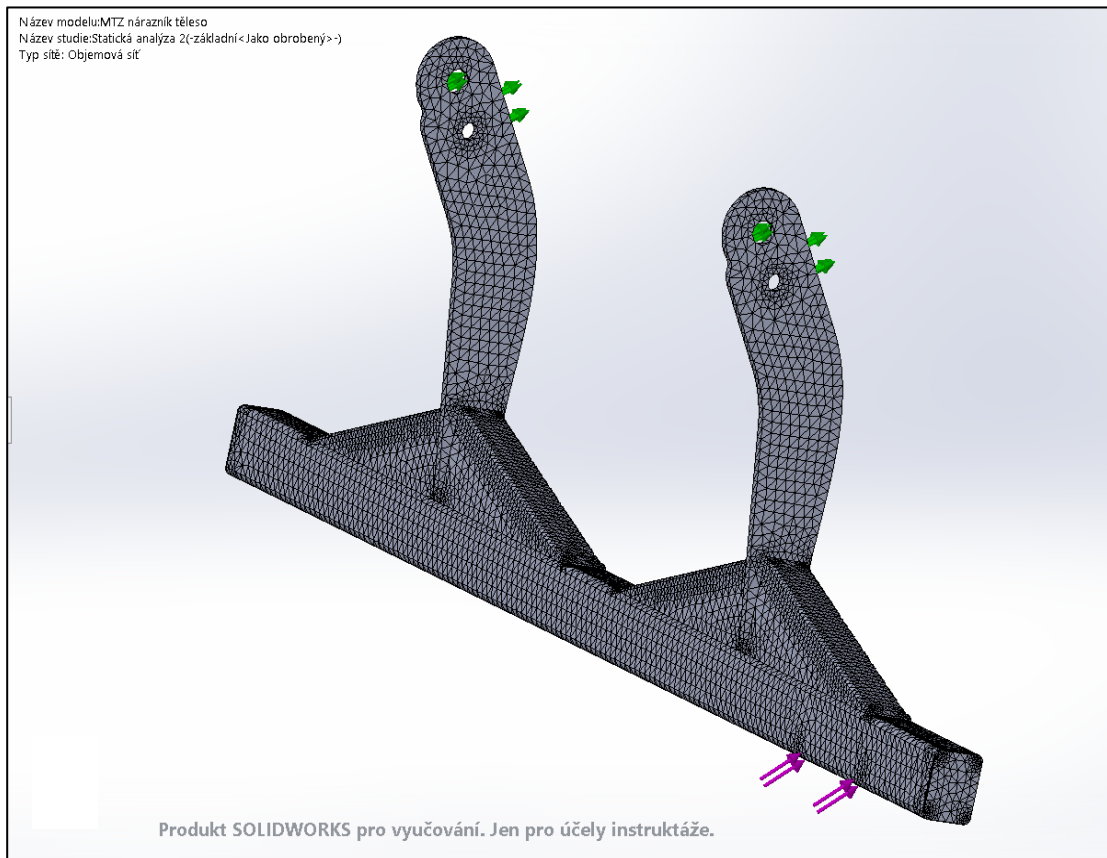
### 3.2.2. Těleso zábrany

Díl je namáhán zatěžující silou  $F_p=50$  kN. V pracovní poloze je moment vyvolaný působením této síly přenášen přes dvojici čep - zarážka do konzoly (a z ní dále na rám vozidla). Pro těleso zábrany to znamená zejména namáhání na ohyb spodního příčnicku a dále namáhání na tlak v místech styku ramena zábrany s čepem a zarážkou v konzole.

#### Definice výpočtu

Výpočet v lineární oblasti chování materiálu. Objemová síť, čtyřstěnný element velikosti 16 mm, zjemnění sítě v důležitých místech.

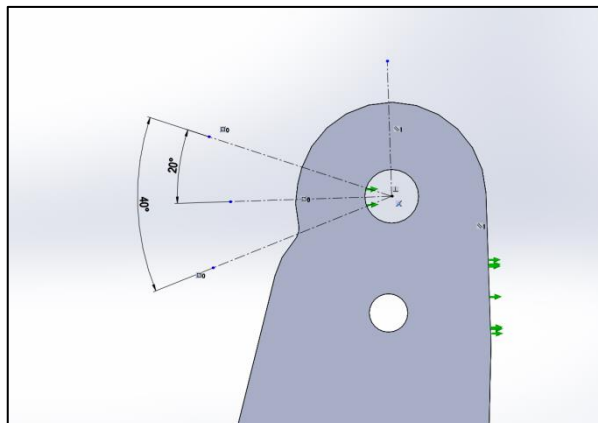
Materiál ocel 12 020:  $R_e = 220$  MPa,  $R_m = 750$  MPa [4].



Obr. 68 Síť dílu těleso zábrany

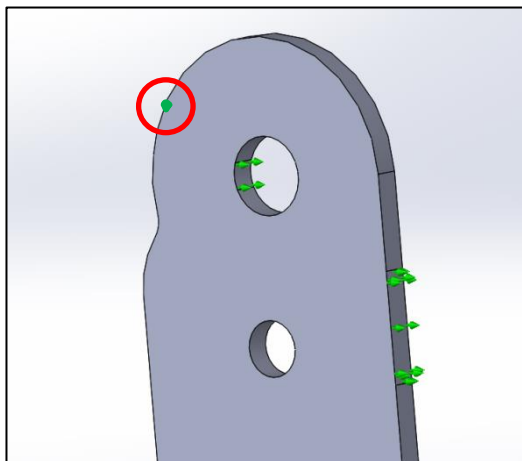
#### Okrajové podmínky

Místo kontaktu ramene se zarážkou konzoly je nahrazeno normálovou vazbou na styčnou plochu kontaktu. Vazba je definována tak, že umožňuje pohyb všemi směry, vyjma směru normály plochy. Druhá normálová vazba je definována na výseči válcové plochy otvoru pro čep a simuluje tak kontakt zábrany s čepem.

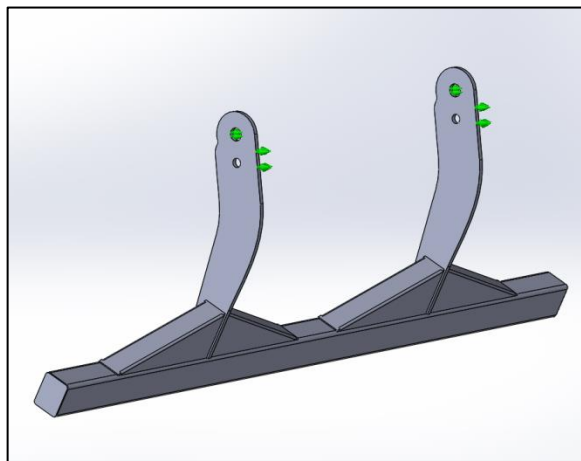


Obr. 69 Definice výseče kontaktní plochy

Stejně jako u konzoly je hrana této válcové plochy definována jako kružnicový oblouk o úhlu  $40^\circ$ . Jelikož obě vazby determinují pohyb pouze ve směru osy  $x$ , v ostatních směrech se může součást volně pohybovat, což znemožňuje provést výpočet. Pro ukotvení součásti v prostoru zavádím virtuální vazbu bodu na rameni zábrany (v červeném kroužku (Obr. 70)). To bude mít samozřejmě za následek vysoké bodové napětí v tomto místě, výsledek však nebude zkruslen, bude-li hodnota napětí podchycena a správně interpretována. Všechna tři uchycení jsou shodná pro obě ramena zábrany.



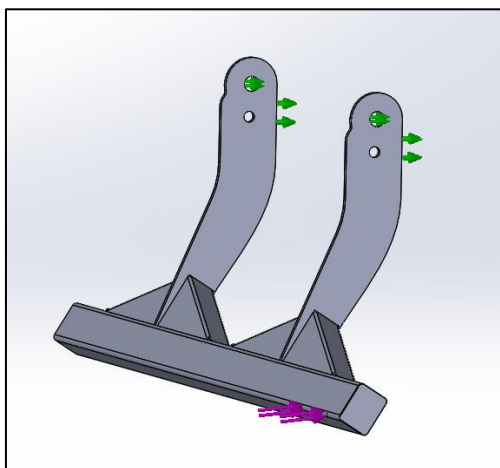
Obr. 70 Detail na uspořádání vazeb



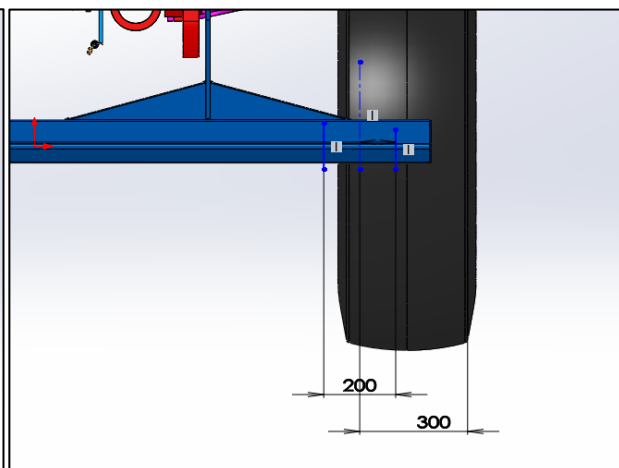
Obr. 71 Umístění vazeb na díle

### Vnější zatížení

Dle předpisu EHK č.58 se zábrana testuje zatížením v pěti bodech (vizte rešeršní část této práce). Nejhorším případem je zatížení na převislém konci, které v tomto výpočtu řeším. Zatěžující síla působí na hranu příčnicku o délce 200 mm ve vzdálenosti středu této hrany 300 mm od vnější plochy kola (Obr.73) Zatěžující síla  $F_p = 50$  kN působí ve směru osy  $x_1$  globálního souřadného systému, to znamená vodorovně, což odpovídá skutečným podmínkám při homologačních zkouškách.



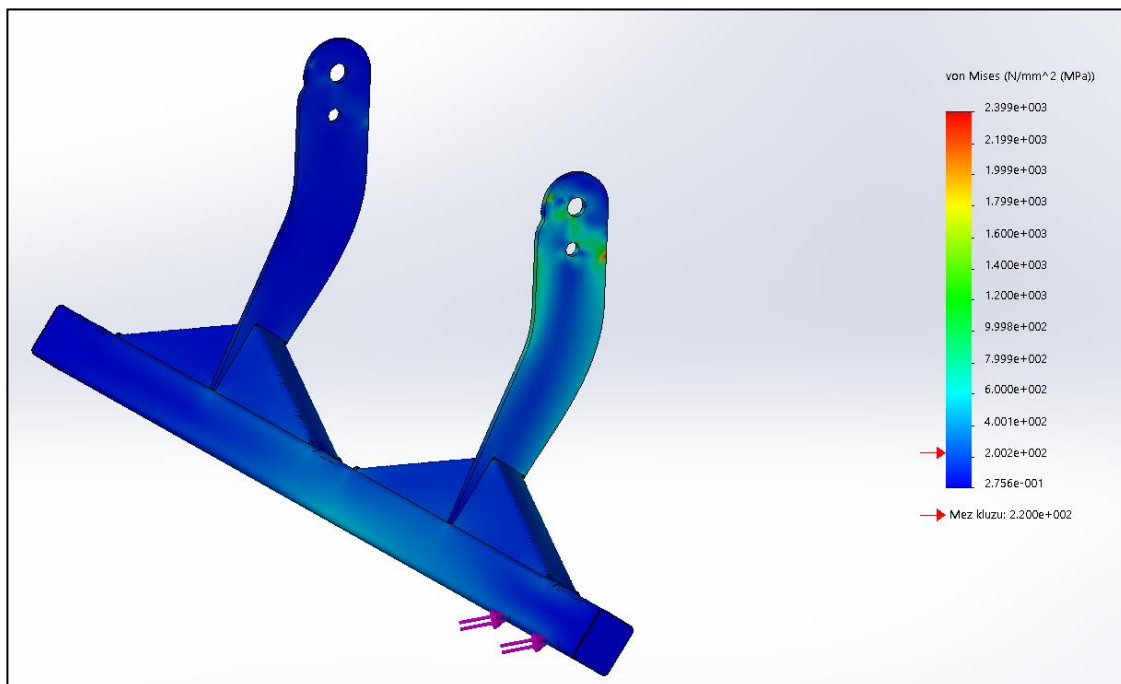
Obr. 73 Umístění zatěžující síly



Obr. 72 Velikost a umístění hrany, na kterou působí zatěžující síla

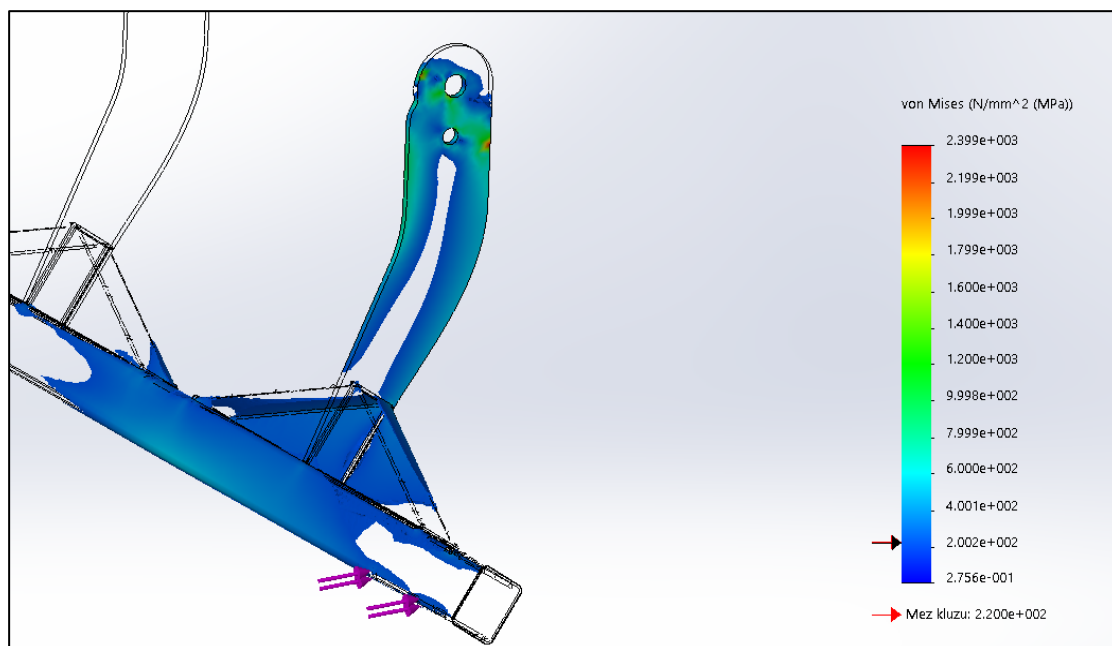
## Napětí v součásti

Výsledkem MKP analýzy je napěťová mapa.



Obr. 74 Napěťová mapa

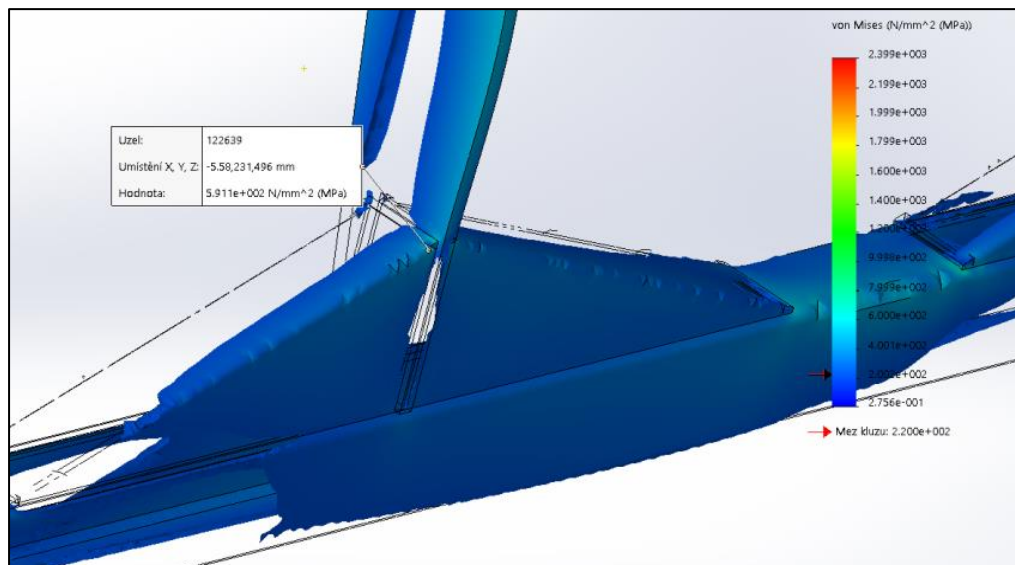
U součásti se předpokládá, že nastane ohyb převislého konce příčnicku a data napětí to potvrzují. Konstrukce je uzpůsobena tomu, aby i přes tuto deformaci zábrana vyhověla požadavkům normy. Dle výpočtu dojde napětí v příčnicku nad hranici meze kluzu, materiál se místně zplastizuje, a příčnick uhyne ve směru působící síly. Výsledné posunutí nejkrainějšího bodu je 37 mm. Jedná se opět „pouze“ o lineární výpočet, bez reflexe plastického chování materiálu, je tedy nutné brát hodnoty napětí s rezervou.



Obr. 75 Oblasti s napětím o velikosti větší než mez kluzu  $R_e = 220$  MPa

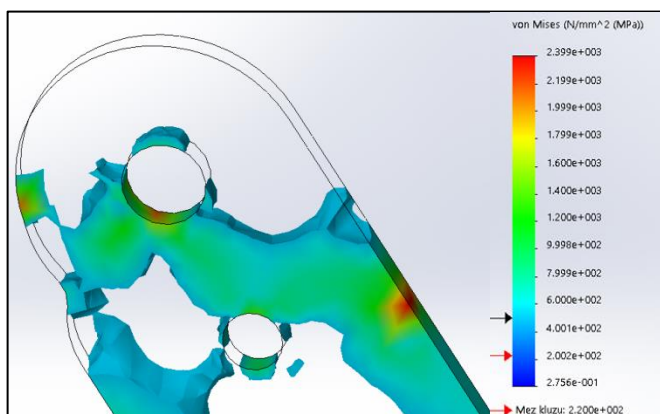
Po podrobnější analýze výsledků můžeme učinit několik poznatků:

- Jak jsem zmínil výše, příčník se prohne. Následným výpočtem se zahrnutím plastického chování materiálu by bylo možné ověřit, zda nedojde ke zborcení profilu, či plastickému tečení, jež by mělo za následek šíření trhliny a destrukci součásti. Ani jedna z těchto variant však není příliš reálná, neboť napětí dosahuje hodnoty 400 MPa, což ukazuje spíše na variantu místního zplastizování a následného ohnutí. Pokud by přesto plastický výpočet ukázal na nedostatečnou dimenzi, řešením by bylo zvětšit tloušťku stěny trubky příčníku, popřípadě změnit tvar výztuh.
- Plastickým výpočtem by bylo též vhodné ověřit, zda nedojde ke zborcení zadní partie plechové výztuhy. Jedná se o rizikové místo, kde se v rohu součásti koncentruje množství napětí. Podle lineárního výpočtu místní hodnota dosahuje výše 590 MPa. Pokud by se ukázalo podezření jako opodstatněné, vhodným konstrukčním řešením, jež by vedlo k nápravě, by bylo buď zvětšit tloušťku plechu výztuhy, nebo výztuhu konstruovat tak, aby se styčný bod posunul výše ve směru osy y.



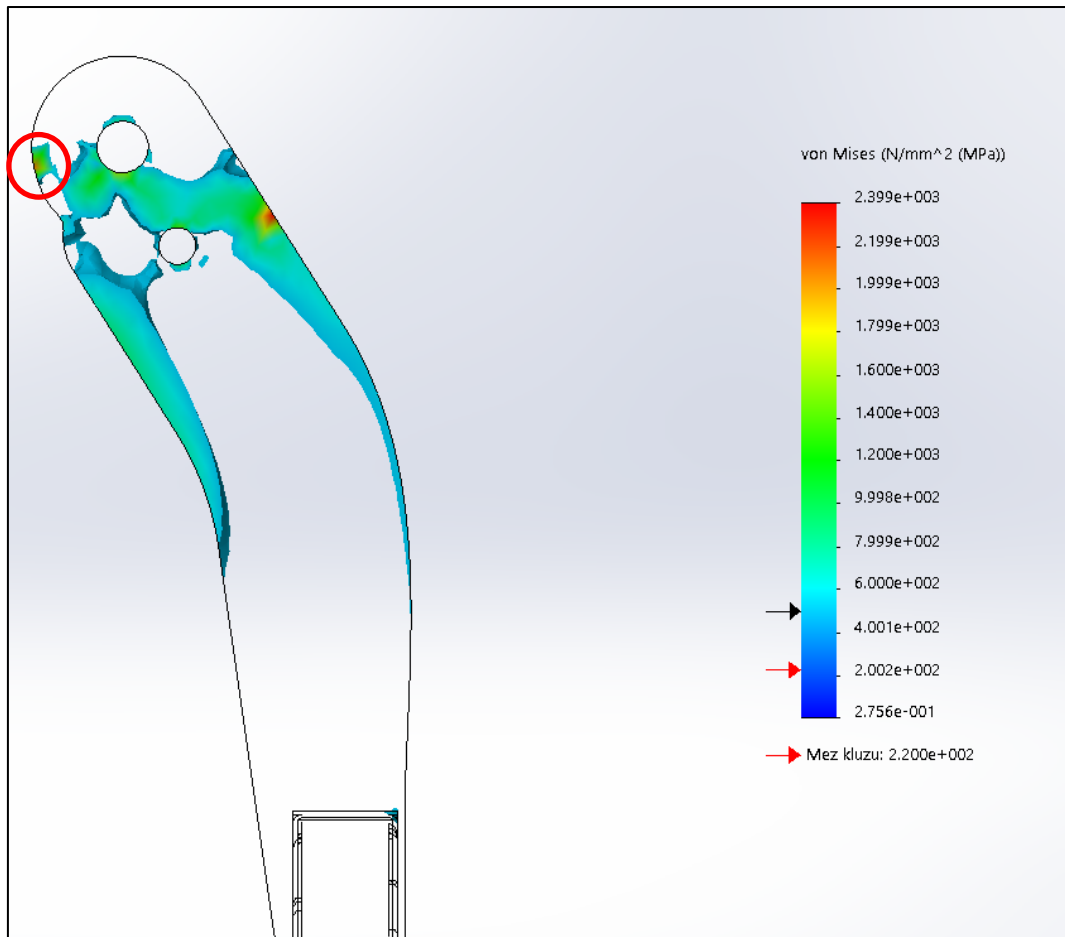
Obr. 76 Detail na spojení výztuhy a konzoly

- V okolí díry na čep se objevují místní tlaková napětí o vysokých hodnotách. Další takový prostor je v místě kontaktu ramena zábrany se záříčkou konzoly. Zde je hodnota vůbec nejvyšší: 2399 MPa. Tato vysoká čísla jsou však spíše důsledkem nedokonalosti lineárního výpočtu. Ve skutečnosti se budou tato místa plastizovat a napětí nebude tak vysoké. Opět by bylo vhodné zejména tuto partii ověřit výpočtem zahrnujícím plastické chování materiálu.



Obr. 77 Detail na nejzatíženější oblast

- Krom očekávatelných špiček napětí v okolí díry na čep a kontaktní plochy, způsobených místními tlaky, se ukazuje, že rameno vykazuje zatížení vysokými hodnotami napětí ve velkých plochách. Tato napětí se místně pohybují až mezi hodnotami 500 MPa a 700 MPa. Vlastnosti obyčejné konstrukční oceli nejsou dostatečné. Jako řešení navrhuji vyrobit ramena zábrany z vysokopevnostní oceli. Například STRENX 700 s mezí kluzu 700 MPa, popřípadě STRENX 1100 s mezí kluzu 1100 MPa. [5] Ocel je dobře svařitelná a je možno ji dělit standardními metodami. Pro výrobu tohoto dílu je tedy vhodná.



Obr. 78 Oblasti s napětím o hodnotě větší než 500 MPa

- Napěťová špička v červeném kroužku (Obr.78) je způsobena virtuální fixní vazbou, kterou jsem zavedl kvůli ukotvení tělesa v prostoru pro zdárný průběh výpočtu. Hodnota tohoto bodového napětí tedy není relevantní, jelikož se ve skutečnosti na součásti nenachází.

### 3.3. Shrnutí výpočtové části

Pro oba díly je signifikantní, že se na nich nachází oblasti s vysokými hodnotami napětí. Proto bude nutné některé části obou dílů vyrobit z vysokopevnostní oceli. Dále můžeme pozorovat bodové oblasti velmi vysokých hodnot napětí. Tato potenciálně riziková místa bude nutné v další části práce podrobit simulaci v oboru plastického chování materiálu a tím ověřit správné dimenzování. Většina špiček napětí těchto oblastí jsou napětí tlaková. Jejich extrémní hodnoty jsou

dány zejména nedokonalostí lineárního výpočtu, jenž nereflexuje místní zplastizování materiálu, které povede k poklesu napětí. Pokud by plastický výpočet odhalil případné nedostatky, nebude složitě konstrukci upravit tak, aby vyhověla. U otláčení otvorů se nabízí doplnit je tvrzenými pouzdry, u namáhaných stěn pak zvětšit jejich tloušťku. S přihlédnutím k těmto faktům, lze obě součásti v prvním přiblížení prohlásit za vyhovující.

Jak jsem se zmínil v úvodu, veškeré výpočty vychází z předpokladu nejhoršího zatížení, tedy zatížení převislého konce silou  $F_p=50$  kN. Je možno namítnout, že se nejedná o nejhorší případ, neboť body P2 a P4 jsou při testech zatěžovány silou 100 kN. Hlavním kritériem pro posouzení zábrany dle EHK č.58 je však výsledný průhyb a ten bude jistě nejvyšší na převislém konci, proto se v práci zabývám výhradně tímto typem zatížení. Zatěžování silou o velikosti 100 kN probíhá v prostoru mezi rameny těla zábrany, a proto se namáhání poměrově rozdělí. Pokud by však skutečně došlo k působení silou 100 kN přímo v rovině ramena (norma toto zatěžování připouští), výpočtové kontroly některých prvků by pravděpodobně nevyhověly. Nicméně je vhodné podotknout, že všechny výpočty zde provedené byly zhotoveny s koeficientem bezpečnosti  $k=1,5$  a jsou vztahovány k mezi kluzu, nikoli mezi pevnosti. Dále má vliv i fakt, že zatěžování nebude cyklické ale pouze jednorázové. K fatální destrukci součásti, která by měla za následek nesplnění účelu, k němuž je určena, pravděpodobně nedojde. Toto tvrzení však bohužel nelze doložit jinak, než fyzickým testem na zkušebně.

## Závěr

Hlavním výstupem práce je konstrukční návrh zadní zábrany proti podjetí uzpůsobené konkrétnímu typu automobilu, s respektováním všech požadavků na konstrukci kladených. V práci je dokázáno dodržení všech rozměrových požadavků na návrh, taktéž byly provedeny výpočty na základní ověření dostatečné dimenze jednotlivých prvků. Z těchto výpočtů vyplynula nutnost v další fázi vývoje některé prvky návrhu ověřit pokročilejšími typy simulací. Z tohoto pohledu je možné říci, že předložený návrh je prvním stupněm ve vývoji tohoto homologovaného dílu a je vhodný pro zadanou aplikaci. Zde uváděné konstrukční řešení je vypracováno do podoby projektového návrhu. Pro eventuální uvedení do výroby je zapotřebí vyhotovit výrobní výkresovou dokumentaci a prototyp podrobit homologačním zkouškám.

## Seznam použité literatury

- [1] Předpis Evropské hospodářské komise (EHK) č.58: Zadní ochranná zařízení proti podjetí
- [2] Vojenský standard ČOS 25 1001: Prostředky pro vyprošťování a nouzové vlečení vozidel. Vydal Úřad pro obrannou standardizaci, katalogizaci a státní ověřování jakosti, Brno 2003
- [3] Katalog výrobků společnosti Bolzano  
[https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10083/MOP\\_51CrV4.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_51CrV4.pdf)
- [4] JIŘÍ LEINTVEBER – PAVEL VÁVRA: Strojnické tabulky. Albra 2011
- [5] Katalog výrobků společnosti SSAB  
<https://www.ssab.com/products/brands/strenx/products/strenx-700>
- [6] Vnitřní podniková norma TRN 02 1008; TATRA TRUCKS
- [7] Norma ČSN 05 0120  
<http://www.technicke-normy-csn.cz>

## Seznam příloh

- 1) Příloha 1: MatLab zápis na řešení výpočtu reakcí při zatěžování v pracovní poloze
- 2) Příloha 2: MatLab zápis na řešení manipulační síly
- 3) Příloha 3: Výkres dílu Konzola
- 4) Příloha 4: Výkres dílu Tělo zábrany
- 5) Příloha 5: Výkres Schéma finálního návrhu (2 listy)
- 6) Příloha 6: CAD model ve formátu STEP (na přiloženém CD)

## Seznam obrázků:

Obr. 1 Terminologie součástí zábrany.....	8
Obr. 2 Pozice zkušebních bodů pro testování dle EHK č.58 .....	10
Obr. 3 Norma ČOS 25 1001, strana 11 .....	11
Obr. 4 Výňatek z normy ČOS 25 1001, strana 17 .....	12
Obr. 5 Norma ČOS 25 1001, strana 14 .....	12
Obr. 6 Pevná zábrana na voze MAN se skříňovou nástavbou .....	13
Obr. 7 Řešení Tatra: příčnick z trubky; ramena - plechový výpalek; aretace pomocí čepů.....	13
Obr. 8 Řešení Volvo: příčnick z trubky; polohování pomocí čepů .....	13
Obr. 9 Iveco Trakker: sestava odlitků a svařenců; polohování pomocí čepů .....	14
Obr. 10 Iveco Trakker 450: příčnick - tvarovaný profil; polohování pomocí čepů .....	14
Obr. 11 Tatra: starší řešení .....	15
Obr. 12 Tatra: novější typ, na fotografii ve zvednuté poloze (nikoli pracovní) .....	15
Obr. 13 Holý model zadních partií vozu .....	16
Obr. 14 Původní CAD model i s příslušenstvím .....	16
Obr. 15 Výňatek z projekčního výkresu vozu .....	16
Obr. 16 Schéma řešení. +M = moment způsobený působením zatěžující síly.....	17
Obr. 17 řez sestavou.....	18
Obr. 18 Sklopení zábrany .....	18
Obr. 19 Zábrana v pracovní poloze .....	18
Obr. 20 První návrh.....	19
Obr. 21 Skica prvního zamítnutého návrhu .....	19
Obr. 22 Třetí návrh, celkový pohled .....	20
Obr. 23 Detail na uchycení ramena v konzole.....	20
Obr. 24 Pohled na vnitřní uspořádání.....	20
Obr. 25 Skica druhého zamítnutého návrhu .....	21
Obr. 26 Skica konzoly 2. zamítnutého návrhu .....	21
Obr. 27 Finální návrh, celkový pohled .....	22
Obr. 28 Zábrana ve zvednuté poloze, celkový pohled .....	22
Obr. 29 Detail na uspořádání součástí v pracovní poloze, zobrazeno průhledně. ....	22
Obr. 30 Řez uložením aretačního čepu.....	23
Obr. 31 Řez uložením hlavního čepu .....	23
Obr. 32 Hlavní rozměry sestavy .....	23
Obr. 33 Tělo zábrany .....	24
Obr. 34 Tělo zábrany schéma .....	24
Obr. 35 Výňatek z výkresu konzoly .....	25
Obr. 36 Finální návrh, splnění nájezdového úhlu .....	25
Obr. 37 Doklad splnění EHK č.58 .....	26
Obr. 38 Výňatky z normy EHK č.58.....	26
Obr. 39 Zástavbové omezení kolem vyprošťovacího oka .....	27
Obr. 40 Omezení úhlem - norma.....	27
Obr. 41 Zástavbové omezení dané úhlem .....	27
Obr. 42 Výňatek z normy ČSN 25 1001 .....	27
Obr. 43 Působení zatěžující síly na sestavu.....	28
Obr. 44 Uvolnění nárazníku .....	29
Obr. 45 Silové působení na konzolu.....	30
Obr. 46 Čep na stříh - schéma .....	30



Obr. 47 Čep na ohyb - schéma .....	31
Obr. 48 Rozložení sil na šroubovém spoji .....	33
Obr. 49 Velikosti průměrů na styčné ploše hlava šroubu - materiál .....	33
Obr. 50 Schéma působení síly na svar .....	35
Obr. 51 Schéma pozic desek tvarového zámku .....	35
Obr. 52 Schéma působení síly na svar .....	36
Obr. 53 Poloha těžiště .....	39
Obr. 54 Fyzikální vlastnosti CAD modelu .....	39
Obr. 55 Výpočet manipulační síly - uvolnění .....	40
Obr. 56 Výpočtová síť .....	41
Obr. 57 Normálové vazby, pohled zezadu .....	41
Obr. 58 Normálové vazby, pohled zepředu .....	41
Obr. 59 Zatížení silou RB (fialově) .....	42
Obr. 60 Definice výseče válcové plochy .....	42
Obr. 61 zatížení silou RAX (fialově) součást zobrazena v řezu .....	42
Obr. 63 Napěťová mapa, pohled zepředu .....	43
Obr. 62 Napěťová mapa, pohled zezadu .....	43
Obr. 64 Oblasti nad mezí kluzu ( $R_e=220$ MPa) pohled zepředu .....	44
Obr. 65 Detail na oblasti s napětím nad 600 MPa .....	44
Obr. 66 Reakční síly na konzole. Pohled zezadu .....	45
Obr. 67 Rozložení sil na konzole .....	46
Obr. 68 Síť dílu těleso zábrany .....	47
Obr. 69 Definice výseče kontaktní plochy .....	47
Obr. 70 Detail na uspořádání vazeb .....	48
Obr. 71 Umístění vazeb na díle .....	48
Obr. 73 Velikost a umístění hrany, na kterou působí zatěžující síla .....	48
Obr. 72 Umístění zatěžující síly .....	48
Obr. 74 Napěťová mapa .....	49
Obr. 75 Oblasti s napětím o velikosti větší než mez kluzu $R_e = 220$ MPa .....	49
Obr. 76 Detail na spojení výztuhy a konzoly .....	50
Obr. 77 Detail na nejzatíženější oblast .....	50
Obr. 78 Oblasti s napětím o hodnotě větší než 500 MPa .....	51

Příloha č.1:

MatLab zápis na řešení výpočtu reakcí při zatěžování v pracovní poloze

---

```
clear all, clc;

% vypočet reakci při zatezovani
%zadani
Fx=49700;
Fy=5300;
a=330.5;
b=270;
c=566;
d=68;

%matice A
A_mat=[-1 0 -1;
0 1 0;
0 -(a-b) d]
%vektor pravych stran
r_vek=[-Fx Fy -Fx*c-Fy*a];
%vypočet
vysl=A_mat\r_vek';
%vysledek
RAX=vysl(1)
RBy=vysl(2)
Rbx=vysl(3)
```

Výsledky výpočtu:

---

```
A_mat =

    -1.0000    0.0000   -1.0000
     0.0000    1.0000    0.0000
     0.0000  -60.5000    68.0000

RAX = 4.8442e+005
RBy = 5300
Rbx = -4.3472e+005
>> |
```

## Příloha č.2:

### MatLab zápis na řešení manipulační síly

```
clear all; clc;

%zadani
u=0.194;
v=0.510;
m=46;
%G=m*g
g=9.81
mic=0.05;
rc=0.020;
alfa=(73/180)*pi;
%M=mic*rc*(0.96*RCy+0.4*RCx)

%matice A
A_mat=[1 0 sin(alfa)
0 1 cos(alfa)
-mic*rc*0.4 -mic*rc*0.96 (u+v)*cos(alfa)]
%vektor pravyh stran
r_vek=[m*g*sin(alfa) m*g*(cos(alfa)) v*m*g*cos(alfa)];
%vypocet
vysl=A_mat\r_vek';
%vysledek
RCx=vysl(1)
RCy=vysl(2)
Fm=vysl(3)
```

### Výsledky výpočtu

```
g = 9.8100
A_mat =
    1.00000    0.00000    0.95630
    0.00000    1.00000    0.29237
   -0.00040   -0.00096    0.20583

RCx = 118.54
RCy = 36.240
Fm = 327.31
>> |
```