

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Přestavba cisternového návěsu pro výukové účely jízdní stability

Bc. Filip Blahník

Diplomová práce

2019

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip Blahník**  
Osobní číslo: **D17372**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Přestavba cisternového návěsu pro výukové účely jízdní stability**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na optimalizaci stávajícího řešení případně zcela nový konstrukční návrh ramene cisternového návěsu. Cisternový návěs bude sloužit jako výuková pomůcka pro jízdu v zatáčce. Ramena cisternového návěsu musí zabránit úplnému převrácení návěsu. Výpočty pevnosti a únavy standardních částí řešte analyticky. Náročnější výpočty nestandardních konstrukčních uzlů proveďte pomocí MKP. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy používejte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Popis provedení a funkce stávajícího konstrukčního řešení ramen.
3. Stanovení zatížení ramen při jízdě v zatáčce.
4. Analýza pevnosti a únavy stávajícího řešení.
5. Vyhodnocení výsledků původního řešení a provedení optimalizace konstrukce případně vytvoření zcela nového konstrukčního návrhu.
6. Analýza pevnosti a únavy optimalizované konstrukce.
7. Vyhodnocení - porovnání nové a původní koncepce.
8. Závěr

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**

Rozsah pracovní zprávy: **50 - 60 stran textu a přílohy**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.

[2] EN ČSN 69 0010. Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla - výpočet pevnosti. Český normalizační institut.

[3] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[4] VOŇKA, T.: Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, 2009.

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2019**



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.  
děkan

L.S.



Ing. Jakub Vágnér, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne: 17. 5. 2019

Bc. Filip Blahník

## **Poděkování**

Tímto způsobem bych rád poděkoval svému vedoucímu práce, panu doc. Ing. Petrovi Tomkovi za jeho cenné rady a připomínky, které mi při zpracování této práce velmi pomohly. Dále bych chtěl také poděkovat svým rodičům, kteří mě při mých studiích podporovali a byli mi oporou.

## **ANOTACE**

Práce se zabývá, jak již plyne z názvu, přestavbou cisternového návěsu pro výukové účely jízdní stability. Diplomová práce je rozdělena do několika částí. První část má za úkol informovat o problematice stability nákladních vozidel. Následuje výpočet zatížení ramene a analýza konstrukce na pevnost a únavu. Na tuto část navazuje vyhodnocení výsledků a případná optimalizace původního návrhu. Dále bude provedena analýza optimalizované konstrukce. Na závěr bude porovnání původního a optimalizovaného návrhu.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

cisternový návěs, stabilita vozidla, těžiště, metoda konečných prvků, pevnost, únavu

## **TITLE**

Conversion of a tanker semi – trailer for driving stability training purposes

## **ANNOTATION**

The thesis deals, as is already apparent from the title, with the conversion of a tanker semi – trailer for driving stability training purposes. The diploma thesis is divided into several parts. The first part has the task of informing about the stability of trucks. The following is the calculation of the load of the arm and the analysis of the structure to the strength and fatigue. This part is followed by an evaluation of the results and possible optimization of the original proposal. Next, an optimized design analysis will be performed. Finally, we compare the original and optimized design.

## **KEYWORDS**

Tank trailer, vehicle stability, center of gravity, finite element method, strength, fatigue

# OBSAH

SEZNAM SYMBOLŮ .....	9
SEZNAM ZKRATEK .....	13
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	14
SEZNAM TABULEK .....	16
ÚVOD .....	17
1 PROVEDENÍ A FUNKCE STÁVAJÍCÍHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ .....	18
1.1 Provedení stávajícího konstrukčního řešení ramen .....	18
1.2 Funkce stávajícího konstrukčního řešení ramen .....	21
1.2.1 Statická stabilita proti překlopení .....	23
1.2.2 Dynamická stabilita proti překlopení .....	25
2 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ RAMEN PŘI JÍZDĚ ZATÁČKOU .....	27
2.1 Výpočet těžiště kapaliny – vodorovná poloha .....	28
2.2 Výpočet těžiště prázdného návěsu .....	34
2.3 Výpočet kritického dostředivého zrychlení návěsu .....	35
2.4 Výpočet síly mezi kolem ramene a vozovkou .....	38
3 ANALÝZA PEVNOSTI A ÚNAVY STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ .....	41
3.1 Zadání parametrů analýzy .....	41
3.2 Analýza MNA .....	45
3.2.1 Zatěžující křivka .....	46
3.2.2 Napětí von Mises .....	46
3.2.3 Výsledné posunutí URES .....	48
3.3 Analýza GMNA .....	49
3.3.1 Zatěžující křivka .....	50
3.3.2 Napětí von Mises .....	50
3.3.3 Výsledné posunutí URES .....	51
3.4 Šroubové spoje příhradové konstrukce .....	52

3.4.1	Kontrola pevnosti a únavy šroubu M16x1,5.....	55
3.4.2	Kontrola pevnosti a únavy šroubu M20x1,5.....	57
3.5	Vyhodnocení výsledků.....	59
4	ANALÝZA PEVNOSTI A ÚNAVY NAVRHOVANÉHO ŘEŠENÍ .....	61
4.1	Definice analýzy pevnosti .....	61
4.2	Analýza MNA .....	63
4.2.1	Zatěžující křivka .....	63
4.2.2	Napětí von Mises .....	64
4.2.3	Výsledné posunutí URES .....	65
4.3	Svarový spoj ramene a příhradové konstrukce .....	66
4.4	Šroubové spoje navrhované příhradové konstrukce .....	68
4.5	Vyhodnocení výsledků.....	71
5	POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTI A ÚNAVY.....	73
	ZÁVĚR .....	74
	SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ .....	75
	PŘÍLOHY .....	78



## SEZNAM SYMBOLŮ

Označení	Jednotky	Název
$a$	$\text{m/s}^2$	dostředivé zrychlení
$a_{krit}$	$\text{m/s}^2$	kritické dostředivé zrychlení
$A$	$^\circ$	vrcholový úhel kruhové úseče
$A_\xi$	$\text{mm}^2$	výpočtová plocha šroubu
$b$	$\text{mm}$	délka tětivy kruhové úseče
$B$	$\text{mm}$	rozchod kol pneumatik
$C$	$\text{mm}$	vzdálenost osy kola ramene od osy návěsu
$d_v$	$\text{mm}$	výpočtový průměr šroubu
$D$	$\text{mm}$	průměr cisterny
$E$	$\text{MPa}$	Youngův modul
$E'$	$\text{MPa}$	modul zpevnění
$F_{dovolené}$	$\text{N}$	dovolené zatížení konstrukce
$F_{dovolené}^{GMNA}$	$\text{N}$	dovolené zatížení stanovené analýzou GMNA
$F_{dovolené}^{MNA}$	$\text{N}$	dovolené zatížení stanovené analýzou MNA
$F_{D_u}$	$\text{N}$	maximální dovolené předpětí šroubu
$F_{D_{tah}}$	$\text{N}$	maximální dovolená osová síla ve šroubu
$F_{D_{smyk}}$	$\text{N}$	maximální dovolená smyková síla ve šroubu
$F_{limitní}$	$\text{N}$	limitní zatížení konstrukce
$F_{limitní}^{GMNA}$	$\text{N}$	limitní zatížení stanovené analýzou GMNA
$F_{limitní}^{MNA}$	$\text{N}$	limitní zatížení stanovené analýzou MNA
$F_o$	$\text{N}$	odstředivá síla
$F_{o_{poh}}$	$\text{N}$	odstředivá síla od pohotovostní hmoty návěsu
$F_{o_v}$	$\text{N}$	odstředivá síla od hmoty vody
$F_{\xi_{tah}}$	$\text{N}$	osová síla ve šroubu
$F_{\xi_{smyk}}$	$\text{N}$	smyková síla ve šroubu
$\Delta F_\xi$	$\text{N}$	zbytková síla ve šroubu
$F_u$	$\text{N}$	předpětí šroubu

$F_{vyp}$	N	vypočtené zatížení
$F_{zad}$	N	zadávané zatížení
$g$	m/s <sup>2</sup>	tíhové zrychlení
$G$	N	tíhová síla
$G_{poh}$	N	tíhová síla od pohotovostní hmoty návěsu
$G_v$	N	tíhová síla od hmoty vody
$h_T$	mm	výška těžiště vozidla
$h_2, h_3$	mm	výška kruhové úseče
$h_{T_{cis}}$	mm	výška těžiště cisterny
$h_{T_{nav}}$	mm	výška těžiště návěsu
$h_{T_{pod}}$	mm	výška těžiště podvozku
$H$	mm	celková výška návěsu
$I_o$	mm <sup>4</sup>	kvadratický moment průřezu v ohybu k centrální ose
$I_{o_y}$	mm <sup>4</sup>	kvadratický moment průřezu v ohybu k posunuté ose
$k$	-	součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu
$k_{dyn}$	-	koeficient vzhledem k dynamickým účinkům
$k_1$	-	součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu plasticity
$k_2$	-	součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu ztráty stability
$l_{rameno}$	mm	délka původního stabilizačního ramene
$l_{navrh}$	mm	délka navrhovaného stabilizačního ramene
$L_C$	mm	celková délka cisternového návěsu
$LF_{limitní}$	-	limitní stupeň zatížení
$m$	kg	hmotnost silničního vozidla
$m_{cis}$	kg	hmotnost prázdné cisterny
$m_{poh}$	kg	pohotovostní hmotnost návěsu
$m_{pod}$	kg	hmotnost podvozku
$m_v$	kg	hmotnost vody
$M_o$	N·mm	ohybový moment
$M_x$	N·mm	ohybový moment kolem osy x
$M_z$	N·mm	ohybový moment kolem osy z

$R$	mm	poloměr válcové cisterny
$R_e$	MPa	mez kluzu materiálu
$R_m$	MPa	mez pevnosti materiálu
$S_1$	mm <sup>2</sup>	obsah půlkružnice
$S_2, S_3$	mm <sup>2</sup>	obsah kruhové úseče
$t$	°C	teplota
$T$	N	příčná síla
$U_y$	mm <sup>3</sup>	statický moment k ose y
$V_C$	m <sup>3</sup>	celkový objem cisterny
$V_P$	m <sup>3</sup>	výpočtový objem vody v cisterně
$W_0$	mm <sup>3</sup>	modul průřezu v ohybu
$y_{3p}$	mm	ypsilonová souřadnice těžiště vyhoupanuté vody v cisterně
$z_{T_1}$	mm	zetová souřadnice těžiště půlkružnice o ploše $S_1$
$z_{T_2}$	mm	zetová souřadnice těžiště kruhové úseče o ploše $S_2$
$z_{T_3}$	mm	zetová souřadnice těžiště vody v cisterně v klidové poloze
$z_{3p}$	mm	zetová souřadnice těžiště vyhoupanuté vody v cisterně
$Z_L$	N	radiální reakce levých kol návěsu
$Z_P$	N	radiální reakce pravých kol návěsu
$Z_R$	N	radiální reakce kola ramene
$\alpha$	°	úhel sklonu bočního svahu
$\gamma_{F_f}$	-	dílčí součinitel únavového zatížení
$\gamma_{m_2}$	-	dílčí součinitel únosnosti šroubů
$\gamma_{M_f}$	-	dílčí součinitel únavové pevnosti
$\delta$	°	úhel vyhoupanutí vody v cisterně
$\varphi$	-	součinitel svarového spoje
$\rho_v$	kg/m <sup>3</sup>	hustota vody
$\Delta\sigma$	MPa	ekvivalentní rozkmit normálového napětí
$\Delta\sigma_C$	MPa	referenční únavová pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklu
$\Delta\sigma_{C_1}$	MPa	korigovaná referenční únavová pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklu
$\Delta\sigma_D$	MPa	mez únavy pro rozkmit napětí pro $5 \cdot 10^6$ cyklů

$\sigma_{o_{max}}$	MPa	maximální ohybové napětí
$\sigma_D$	MPa	maximální dovolené normálové napětí
$\sigma_{m_1}$	MPa	střední napětí od předpětí šroubu
$\sigma_{red}$	MPa	redukované mechanické napětí

## **SEZNAM ZKRATEK**

ČSN	Česká státní norma
SSF	Statický stabilní faktor
SPP	Statický práh překlopení
DPP	Dynamický práh překlopení
EHK	Evropská hospodářská komise
OSN	Organizace spojených národů
MKP	Metoda konečných prvků
LBA	Linear Buckling Analysis
MNA	Materially Non-linear Analysis
GMNA	Geometrically and Materially Non-linear Analysis
GNA	Geometrically Non-linear analysis
LF	Load Factor

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Konstrukční provedení ramene.....	18
Obr. 2 – Rozpěra mezi podélníky rámu návěsu.....	19
Obr. 3 – Jiné konstrukční provedení pomocného ramene – pohled I.....	20
Obr. 4 – Jiné konstrukční provedení pomocného ramene – pohled II.....	20
Obr. 5 – Pomocné rameno při jízdě zkoušce.....	21
Obr. 6 – Souřadný systém silničního vozidla.....	21
Obr. 7 – Statická stabilita proti překlopení.....	23
Obr. 8 – Zkouška na sklopné plošině.....	24
Obr. 9 – Dynamická stabilita proti překlopení.....	25
Obr. 10 – Přehled oblastí možného chování nákladního vozidla.....	26
Obr. 11 – Cisternový návěs.....	27
Obr. 12 – Rozdělení ploch válcové cisterny.....	28
Obr. 13 – Schéma kruhové úseče.....	29
Obr. 14 – Výpočet těžiště půlkružnice o ploše $S_1$ .....	31
Obr. 15 – Výpočet těžiště kruhové úseče o ploše $S_2$ .....	32
Obr. 16 – Výpočet těžiště kruhové úseče o ploše $S_3$ .....	34
Obr. 17 – Zjednodušené schéma prázdného cisternového návěsu.....	34
Obr. 18 – Zjednodušený model cisternového návěsu bez pomocného ramene.....	35
Obr. 19 – Zjednodušený model cisternového návěsu s pomocným ramenem.....	39
Obr. 20 – Zjednodušený povrchový model pomocného ramene.....	41
Obr. 21 – Poloha vybraných prvků a vetknutí modelu.....	42
Obr. 22 – Síť výpočtového modelu.....	43
Obr. 23 – Vybrané modely chování materiálu.....	45
Obr. 24 – Zatěžující křivka (analýza MNA).....	46
Obr. 25 – Rozložení napětí pro mezní stav plasticity.....	47
Obr. 26 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (analýza MNA).....	47
Obr. 27 – Výsledné posunutí pro mezní stav plasticity.....	48
Obr. 28 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (analýza MNA).....	48
Obr. 29 – Zatěžující křivka konstrukce (analýza GMNA).....	50
Obr. 30 – Rozložení napětí pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru.....	50
Obr. 31 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (analýza GMNA).....	51
Obr. 32 – Výsledné posunutí pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru.....	51

Obr. 33 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (analýza GMNA).....	52
Obr. 34 – Výpočtový model příhradové konstrukce.....	52
Obr. 35 – Diagram předepjatého šroubového spoje .....	53
Obr. 36 – Haighův diagram pro předepjatý šroub .....	54
Obr. 37 – Nejvíce namáhané šrouby příhradové konstrukce.....	55
Obr. 38 – Model navrhovaného ramene .....	61
Obr. 39 – Síť modelu navrhovaného ramene.....	62
Obr. 40 – Zatěžující křivka (návrh ramene) .....	63
Obr. 41 – Rozložení napětí pro mezní stav plasticity (návrh ramene) .....	64
Obr. 42 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (návrh ramene) .....	64
Obr. 43 – Výsledné posunutí pro mezní stav plasticity (návrh ramene).....	65
Obr. 44 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (návrh ramene) .....	65
Obr. 45 – Navrhovaný svarový spoj .....	66
Obr. 46 – Výpočtový model navrhované příhradové konstrukce .....	68
Obr. 47 – Nejvíce namáhané šrouby navrhované příhradové konstrukce .....	69

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 – Technické údaje návěsu.....	27
Tab. 2 – Numerický výpočet kořene rovnice.....	30
Tab. 3 – Mechanické vlastnosti definovaných materiálů .....	42
Tab. 4 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M16x1,5 .....	55
Tab. 5 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M20x1,5 .....	57
Tab. 6 – Limitní a dovozené zatížení původní koncepce ramene.....	59
Tab. 7 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M20x1,5 (návrh) .....	69
Tab. 8 – Limitní a dovozené zatížení navrhované koncepce ramene .....	72
Tab. 9 – Porovnání dovozených zatížení koncepcí .....	73



## ÚVOD

Hustota dopravního provozu na pozemních komunikacích neustále roste a s tím souvisí i nárůst hustoty přepravy nebezpečných látek využitím cisternových vozidel. Dopravní nehody těchto vozidel mají ve většině případů závažné následky. Ty jsou především způsobeny úniky přepravovaných látek do okolí místa nehody. Z větší části jsou zaviněny rychlými manévry, jež jsou vykonány řidičem. Zmíněné manévry zapříčiní dynamický pohyb (přelévání) kapalného nákladu uvnitř cisterny. Tyto pohyby narušují stabilitu až do stavu, kdy se ztráta stability silničního vozidla stává nevratným procesem.

Na základě těchto skutečností je užitečné, aby řidič porozuměl procesům ztráty stability vozidla. Dále je optimální, aby se naučil vhodně reagovat na vzniklou kritickou situaci, čímž by mohl zabránit dopravní nehodě s možnými vážnými následky. Hlavním prostředkem pro získání těchto informací jsou zkoušky jízdní stability. Jsou prováděny mimo pozemní komunikace (nejčastěji letištní plochy nebo speciální polygony) a jsou při nich používány cisternové návěsy spolu s přídatnými pomocnými rameny.

Hlavním cílem diplomové práce je určit pevnost pomocného ramene. Připevněné rameno má zajistit stabilitu cisternového návěsu při výukových zkouškách jízdní stability. Práce je rozdělena do několika částí. V první části je definován pojem stabilita silničního vozidla, jakými vlivy je narušována a jak se posuzuje z hlediska homologace nákladního automobilu. Dále je uveden rozbor stability zvoleného cisternového návěsu a výpočet síly zatěžující pomocné rameno. Navazuje numerický výpočet pevnosti původní koncepce ramene. Následně je vytvořen nový návrh a výpočet pevnosti se opakuje za stejných podmínek. U šroubových a svarových spojů je provedena kontrola z hlediska pevnost a únavy. Všechny výsledky jsou pak vzájemně porovnány. Na závěr jsou uvedeny možnosti na zvětšení pevnosti jednotlivých koncepcí ramen.

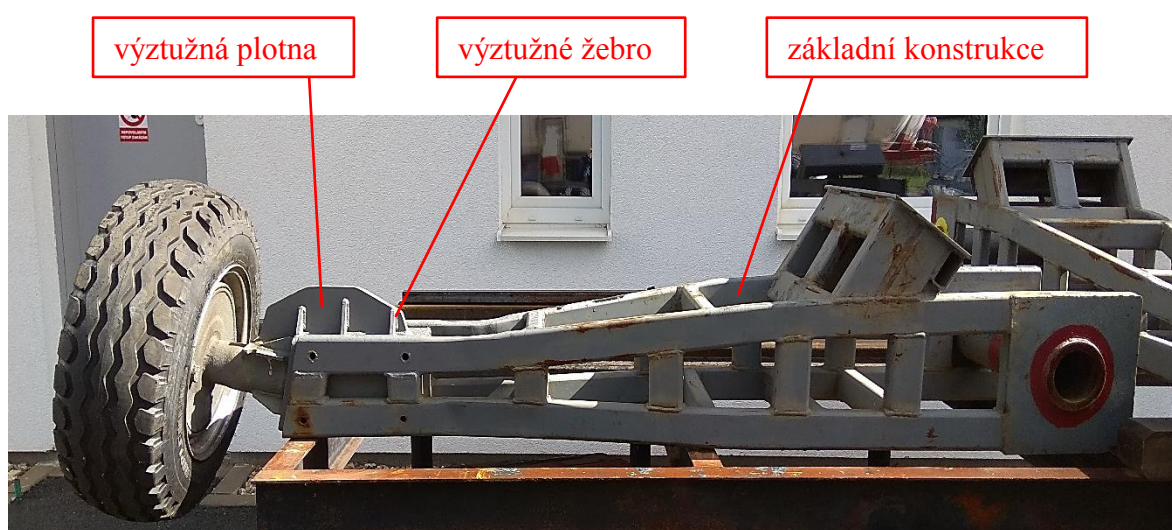
# 1 PROVEDENÍ A FUNKCE STÁVAJÍCÍHO KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

[1], [2], [3], [4], [12]

První kapitola diplomové práce se bude zabývat popisem současného konstrukčního řešení ramene a problematikou stability silničního vozidla.

## 1.1 Provedení stávajícího konstrukčního řešení ramen

Stávající provedení konstrukčního řešení je vidět na následujícím obr. 1.



Obr. 1 – Konstrukční provedení ramene

Jedná se o konstrukci, kde hlavním prvkem jsou tenkostěnné obdélníkové profily. Jednotlivé profily byly spojeny svařováním. Základní konstrukce ramene už byla v minulosti použita. Byla připevněna k vozidlu TATRA, které sloužilo také jako výuková pomůcka pro zkoumání stability nákladního vozidla. Před zmíněným experimentem nebyl proveden pevnostní výpočet ramene. Proto nebyly k dispozici žádné výsledky, ze kterých by šlo rozeznat oblasti největšího namáhání. Z tohoto důvodu byly dříve navrženy pouze úpravy, které by měly přinést zvýšení tuhosti ramene oproti původnímu provedení (základní konstrukce).

K původní konstrukci se tedy připevnily výztužné plotny a žebra, která jsou viditelná na předchozím obr. 1. Jejich účel už byl výše vysvětlen. Zvýšení tuhosti je nutné z důvodu přelévání vody uvnitř cisterny vlivem působení odstředivé síly při průjezdu zatáčkou. Dále bude připevněn prvek, který má zajistit rovnováhu, popřípadě stabilitu, pokud by praskla pneumatika ramene. Toto opatření ještě nebylo v době pořízení předchozího obr. 1 provedeno.

Obě ramena pak budou upevněna na hliníkový rám cisternového návěsu pomocí příhradové konstrukce. Po připevnění obou ramen ovšem vzroste namáhání rámu návěsu. Z tohoto důvodu je mezi podélníky rámu přidělána střední rozpěra. Ta má zajistit zvýšení tuhosti a omezit kroucení stávajícího rámu návěsu.



Obr. 2 – Rozpěra mezi podélníky rámu návěsu

Z obr. 2 je viditelné, že se jedná opět o svařovanou konstrukci. Je opět tvořena tenkostěnnými obdélníkovými profily a dvěma deskami. Právě přes tyto desky je rozpěra připevněna pomocí šroubů k rámu návěsu.

V této diplomové práci je tedy zobrazeno jedno z možných řešení upevnění pomocných ramen ke konstrukci cisternového návěsu. Celé dohromady to bude sloužit jako výuková pomůcka pro řidiče nákladních vozidel převážející tekutý náklad. Cílem je řidiče naučit správně reagovat v kritických situacích, které mohou za specifických podmínek v dopravním provozu nastat. Získané zkušenosti mohou zabránit závažným dopravním nehodám nebo zmenšit jejich následky. Při haváriích cisternových vozidel často dochází k poškození obalu cisterny. Poškozením dochází k únikům převáženého nákladu, což je v některých případech velmi nebezpečné. Úniky kapalin, přepravovaných a provozních, pak mohou způsobit ekologickou katastrofu s velkými následky. Následně pak rostou ekonomické ztráty spolu s náklady na dodatečné odstranění následků nehody. Proto je velmi důležité trénovat řidiče na těchto výukových pomůckách. Na následujících obrázcích je vidět jiné řešení konstrukčního provedení pomocných ramen.





Obr. 3 – Jiné konstrukční provedení pomocného ramene – pohled I [1]



Obr. 4 – Jiné konstrukční provedení pomocného ramene – pohled II [1]

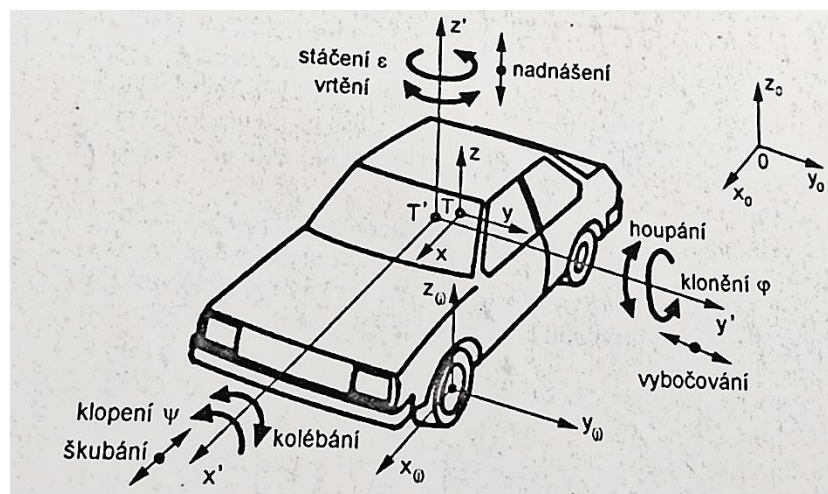


Obr. 5 – Pomocné rameno při jízdě zkoušce [2]

Z předchozích obrázků (obr. 3, 4, 5) je zřejmé, že se jedná o kompaktnější a optimálnější upevnění pomocných ramen k rámu cisternového návěsu. Provedení samotného ramene je jednodušší než rameno zobrazené na obr. 1. S velkou pravděpodobností je i mnohem lehčí. Tím se zlehčuje manipulace se samotnou konstrukcí a snižuje se i namáhání rámu návěsu. Konstrukce má pravděpodobně větší pevnost a tuhost, čímž je umožněno zkoumat rovnováhu při větším zatížení.

## 1.2 Funkce stávajícího konstrukčního řešení ramen

Hlavní funkcí současného řešení ramen je zajistit stabilitu cisternového návěsu naplněného z části vodou při průjezdu zatáčkou.



Obr. 6 – Souřadný systém silničního vozidla [3]

Hned na začátku je tedy nutné definovat pojem stabilita. Stabilita je rovnovážný stav tělesa nebo soustavy těles, kdy při nepatrném porušení rovnovážného stavu vyvolané vnějším rušivým vlivem, se těleso či soustava vrací do původního stavu po konci působení zmíněného rušivého vlivu. V tomto případě je rovnovážný stav definován tak, že všechny kola jsou v dotyku s vozovkou, respektive radiální reakce pneumatik je kladná, nenulová. Narušení stability nastává v okamžiku, kdy alespoň jedna z radiálních reakcí kol nabývá nulové hodnoty

Problematiku stability je nutné zkoumat ve všech třech na sobě kolmých směrech a podle naznačeného souřadnicového systému (viz obr. 6) lze stabilitu silničního vozidla rozdělit do následujících kategorií.

1) Stabilita podélná

Zkoumá pohyby ve směru podélné osy (x) a kolem příčné osy (y) vozidla. Charakteristickým projevem porušení podélné stability je převrácení silničního vozidla.

2) Stabilita příčná

Zkoumá pohyby kolem podélné osy (x) a ve směru příčné osy (y) vozidla. Charakteristickým projevem porušení příčné stability je příčné usmýknutí nebo převrácení vozidla, ke kterému může docházet při jízdě na bočním svahu či v zatáčce.

3) Stabilita směrová

Zkoumá pohyby ve směru příčné osy (y) a kolem svislé osy (z) vozidla. Charakteristickým projevem porušení směrové stability je vybočení nebo stáčení. K těmto jevům dochází vlivem vzniku setrvačných a odstředivých sil při působení vnějších rušivých vlivů (např. boční vítr, přejíždění nerovností na vozovce).

V tomto případě je nejdůležitější stabilita příčná. Vlivem pohybujícího se nákladu uvnitř cisternového návěsu při průjezdu zatáčkou může dojít k převrácení vozidla. Z tohoto důvodu se musí zkoumat stabilita proti překlopení.

Je nutné ale poznamenat, že u vozidel s daleko vyšší výškou těžiště od roviny vozovky, tedy nákladních (cisternových), je vysoce pravděpodobné, že při nepatrném porušení stability může dojít k překlopení. Je možné ji analyzovat ze dvou pohledů, a to jako statickou stabilitu nebo jako dynamickou stabilitu.

### 1.2.1 Statická stabilita proti překlpení

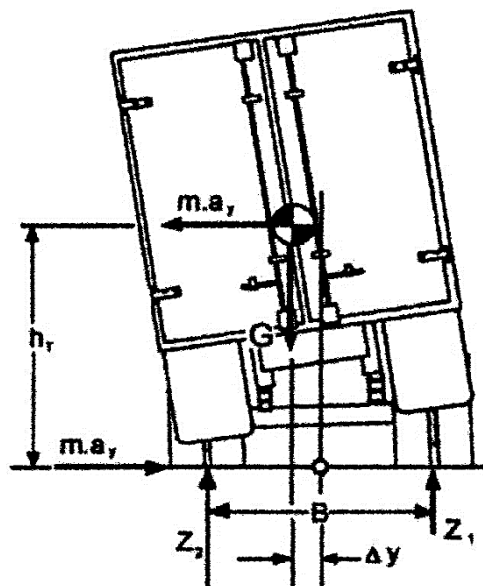
Jedná se o nejjednodušší případ při posuzování vozidel z hlediska jejich odolnosti proti překlpení. Nebezpečí převrácení hrozí především u cisternových vozidel. Roste totiž riziko překlpení vlivem přítomnosti tíhy kapaliny nebo nákladu jiného skupenství. Vozidlo není v pohybu, protože je umístěno nehybně na příčném vztahu. Do hodnocení se zavádí pojem **Statický práh překlpení (SPP)**.

Je to maximální hodnota příčného zrychlení, při které nedojde k převrácení vozidla, pokud se pohybuje konstantní rychlostí (předpoklad ustálené jízdy). Bude-li použit předpoklad, že vozidlo se chová jako tuhý celek, výsledkem je **Statický stabilní faktor (SSF)**. V případě uvedeného zjednodušení je možné definovat základní podmínku statické stability proti překlpení podle následujícího vzorce (1).

$$SPP = SSF = \frac{B}{2 \cdot h_t} \geq \tan \alpha \quad (1)$$

$B$  – rozchod pneumatik,  $h_t$  – výška těžiště,  $\alpha$  – úhel sklonu bočního svahu

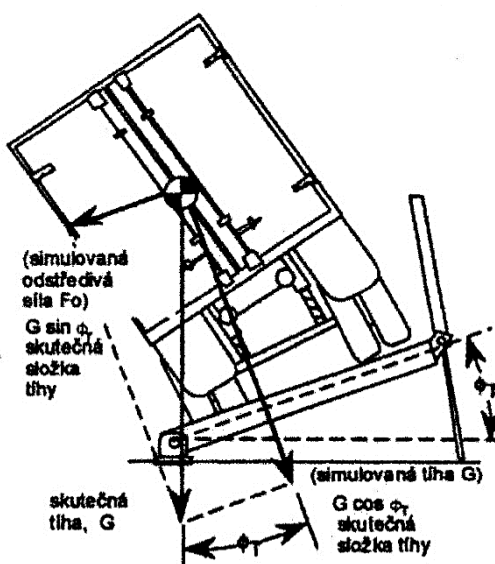
Tento přístup hodnocení je však značně zkreslený. Skutečné vozidlo nelze považovat za tuhý celek. Vlivem náklonu odpružených hmot vůči podvěsům dochází totiž ke změně výsledné polohy těžiště, a tím vlastně i ke změně klopného a stabilizačního momentu zároveň. Výše zmíněná situace vyplývá z následujícího obr. 7.



Obr. 7 – Statická stabilita proti překlpení [4]



Reálně je ovšem příliš obtížné stanovit, jakou měrou se na posunu těžiště podílí pružnost pneumatik, tuhost podvěsů a další možné vlivy. Proto je určení posunu těžiště  $\Delta y$  složité. Z hlediska hodnocení stability proti překlolení je nejdůležitější hlavně výsledný efekt všech vlivů, které statickou stabilitu narušují. Právě výsledný efekt se zjišťuje zkouškou na sklopné plošině. Při zkoušce se jedná o ustálený stav klopení vozidla, což je z hlediska posuzování statické stability přípustné.



Obr. 8 – Zkouška na sklopné plošině [4]

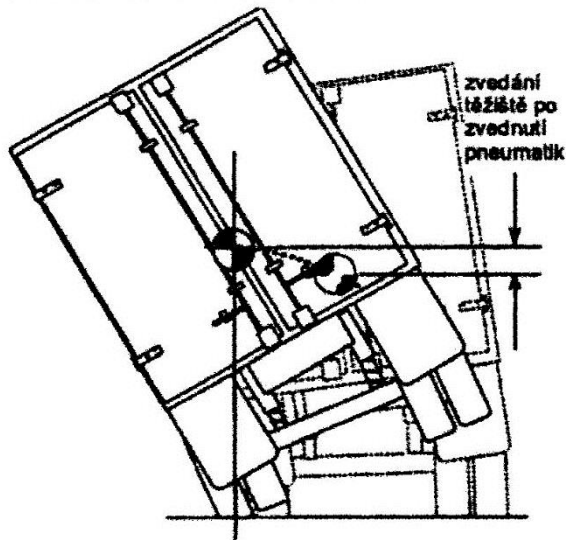
Na obr. 8 je znázorněna situace při dosažení statického prahu překlolení. Je to okamžik, kdy všechna kola vozidla na jedné straně ztratí kontakt s plošinou (tedy radiální reakce jsou nulové). Pak je možno psát následující rovnici (2).

$$\tan \phi = \frac{G \cdot \sin \phi}{G \cdot \cos \phi} = \frac{\text{simulovaná } F_o}{\text{simulovaná } G} = \frac{m \cdot a}{m \cdot g} = a_y \quad [g] \quad (2)$$

Tangenta úhlu, kdy je dosaženo statického prahu překlolení, odpovídá velikosti bočního zrychlení v násobcích zrychlení gravitačního. Boční zrychlení by muselo trvale působit na vozidlo při ustálené jízdě zatáčkou, aby se výše zmíněného prahu překlolení dosáhlo. Takto stanovený statický práh překlolení je základním parametrem pro hodnocení statické stability proti překlolení. Výhodou je, že zahrnuje všechny vlivy dané konstrukcí vozidla, a proto byl upevněn v předpisu EHK/OSN č. 111. Tento předpis je základní pro homologaci nákladních vozidel z hlediska jejich stability.



## 1.2.2 Dynamická stabilita proti překlopení

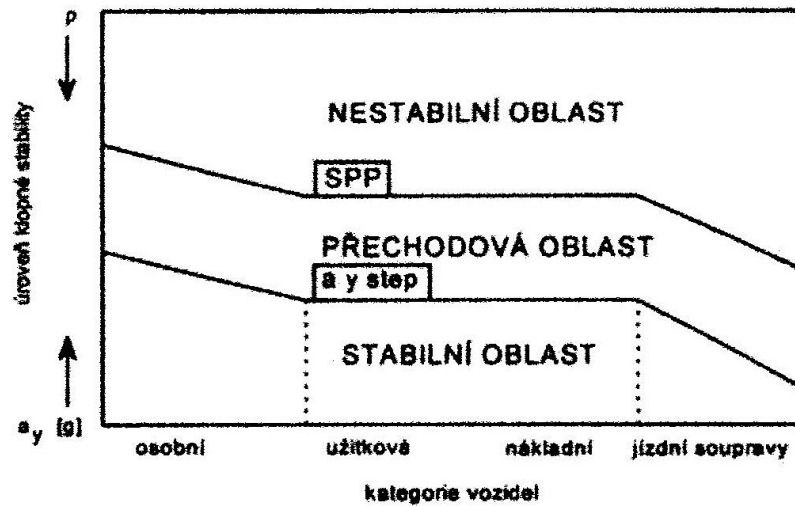


Obr. 9 – Dynamická stabilita proti překlopení [4]

Během provozu nelze v podstatě dosáhnout kvazi-statického překlopení. Musela by být splněna podmínka jízdy konstantní rychlostí navíc s velmi malou a pozvolnou změnou poloměru zatáčení. Ovšem při pohledu z druhé strany dochází k překlopení vozidla i v okamžiku, kdy působící síly nedosáhly hodnot odpovídající statickému prahu překlopení. Bývá to způsobeno dynamickou složkou při manévrování vozidla. Ta dokáže poskytnout dostatečnou kinetickou energii k tomu, aby došlo k zvedání těžiště vozidla vlivem zvedání pneumatik od povrchu vozovky.

Pro hodnocení dynamické stability vozidla je nutné definovat pojem **Dynamický práh překlopení (DPP)**. Je to vlastně nejmenší absolutní hodnota příčného zrychlení ze všech možných manévřů, které mohou způsobit překlopení vozidla bez klopýtnutí. Zde je na rozdíl od Statického prahu překlopení (SPP) problém v tom, že tato definice nelze jednoduše převést do rozumného výpočtu.

Nejvhodnější metoda pro hodnocení dynamické stability je stanovení mezí, které definují hranice přechodové oblasti mezi stavem stabilním a nestabilním. Přechodovou oblast je možné charakterizovat jako stav, při kterém vozidlo při působení vnějších sil a momentů přestává být stabilní. Nutně ale nemusí dojít k dosažení prahu překlopení. Pokud by ovšem nastal okamžik překročení horní meze přechodové oblasti, vozidlo se už nachází v nestabilní oblasti. Proces překlápění je pak už nevratný.



Obr. 10 – Přehled oblastí možného chování nákladního vozidla [4]

Statický práh překlopení (SPP) je vhodným parametrem pro definování horní meze přechodové oblasti. Dolní mez může být definována bočním zrychlením pro první zvednutí pneumatik od povrchu vozovky. Jedná se o okamžik, kdy se vyčerpá veškerá poddajnost systému podvozku vozidla. Začíná tedy proces překlápění, protože se zvedají pneumatiky. Vozidlo se tedy nachází v přechodové oblasti dynamické stability. Ještě se jedná o vratný proces. Jakmile je dosaženo statického prahu překlopení, proces překlápění se stává nevratným, ačkoli přestanou působit veškeré vnější síly, a to hlavně ty, které se podílely na vzniku procesu překlopení na samotném počátku.

## 2 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ RAMEN PŘI JÍZDĚ ZATÁČKOU

[5], [12], [15], [16]

Rameno bude připevněno na cisternový návěs SK 2764 CAL. Návěs byl vyroben německou firmou Spitzer-Silo. Návěs je vidět na následujícím obr. 11.



Obr. 11 – Cisternový návěs

Původně byl návěs používán pro převoz sypkých materiálů (např. písek, šterk). Teď bude využíván jako výuková pomůcka pro jízdu v zatáčce, ovšem návěs bude naplněn vodou pouze částečně. Protože uvnitř nádrže nejsou namontovány přepážky proti přelévání látek kapalného skupenství, je nutné k rámu návěsu upevnit pomocná ramena. Ty mají zabránit příliš velkému náklonu a možnému převrácení návěsu i s tahačem. V následující tabulce jsou uvedeny důležité technické údaje o výše zmíněném návěsu.

Tab. 1 – Technické údaje návěsu [5]

NÁZEV VELIČINY	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
Celková délka návěsu	$L_C$	13 740	mm
Průměr válcové cisterny	$D$	2 550	mm
Celkový objem cisterny	$V_C$	64	m <sup>3</sup>
Rozchod kol	$B$	2 095	mm
Výška návěsu od vozovky	$H$	4 000	mm
Hmotnost prázdné cisterny	$m_{cis}$	6 350	kg
Hmotnost podvozku	$m_{pod}$	4 150	kg
Těžiště podvozku	$h_{T_{pod}}$	800	mm

## 2.1 Výpočet těžiště kapaliny – vodorovná poloha

Celkový objem cisternového návěsu je  $64 \text{ m}^3$ . Bylo zmíněno, že se používal pro převoz sypkých materiálů a dále, že bude sloužit jako výuková pomůcka. Ovšem nebude naplněn sypkým materiálem, nýbrž vodou. Pro výpočet těžiště kapaliny uvnitř cisterny byla zvolena následující hodnota objemu kapaliny.

Výpočtový objem kapaliny  $V_P$  použitý při výpočtu těžiště

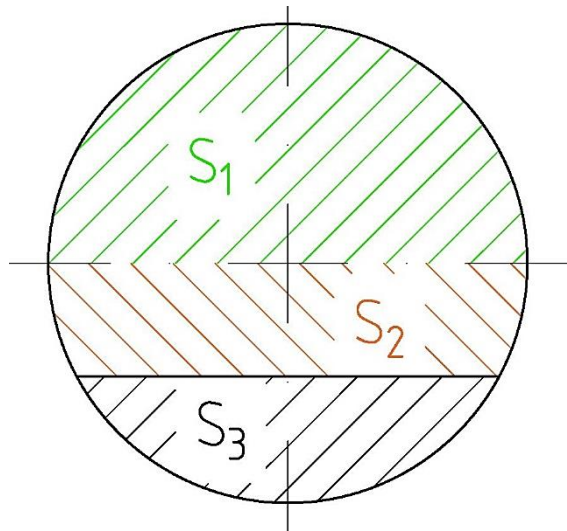
$$V_P = 12 \text{ m}^3 = 12 \cdot 10^9 \text{ mm}^3$$

Z celkového objemu válcové cisterny pak byla určena její délka.

Délka válcové cisterny  $L$

$$V_C = S_P \cdot L = \pi \cdot R^2 \cdot L \Rightarrow L = \frac{V_C}{\pi \cdot R^2} = \frac{64 \cdot 10^9}{\pi \cdot 1\,275^2} = 12\,532 \text{ mm}$$

Délkou válcové cisterny se vypočítá plocha kruhové úseče  $S_3$ , která odpovídá výpočtovému objemu  $V_P$ . Rozložení jednotlivých ploch ( $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$ ) je vidět na obr. 12.



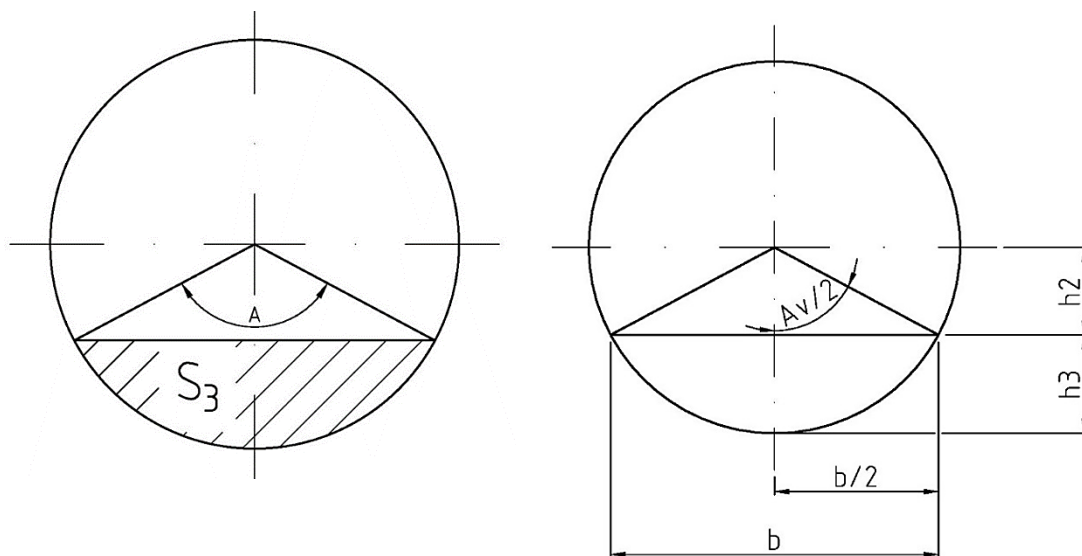
Obr. 12 – Rozdělení ploch válcové cisterny

$$S_1 = \frac{\pi \cdot R^2}{2} = \frac{\pi \cdot 1\,275^2}{2} = 2\,553\,526 \text{ mm}^2$$

$$S_3 = \frac{V_P}{L} = \frac{12 \cdot 10^9}{12\,532} = 957\,549 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = S_1 - S_3 = 2\,553\,526 - 957\,549 = 1\,595\,977 \text{ mm}^2$$

Na následujícím obr. 13 je zobrazena kruhová úseč o ploše  $S_3$  společně s dalšími, v tuto chvíli, neznámými hodnotami ( $b$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ), které je třeba určit.



Obr. 13 – Schéma kruhové úseče

Pro výpočet neznámých je ovšem nutné znát velikost vrcholového úhlu  $A$ . Jeho velikost určíme řešením rovnice (3) pro obsah kruhové úseče  $S_3$ .

Obsah kruhové úseče  $S_3$

$$S_3 = \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot A}{180} - \sin A \right) \quad [mm^2] \quad (3)$$

V tuto chvíli je neznámou vrcholový úhel  $A$ . Proto je nutné předchozí rovnici (3) upravit do následujícího tvaru.

$$\frac{2 \cdot S_3}{R^2} - \frac{\pi \cdot A}{180} + \sin A = 0 \quad (4)$$

Levá strana rovnice (4) je funkcí úhlu  $A$ . Proto lze napsat rovnici (4) v následujícím provedení.

$$f(A) = 0 \quad (5)$$

Ze zápisu rovnice (4) je vidět, že se jedná o nelineární goniometrickou rovnici. K řešení těchto typů rovnic je zapotřebí použít numerické metody. Výpočet byl proveden metodou sečen. Teorie této metody je vysvětlena na další stránce.

Tato metoda řešení využívá pro aproximaci funkce  $f(A)$  sečnu. Tedy předpokládá se znalost dvou počátečních odhadů kořene rovnice (4). Z obr. 13, kde je vyobrazena kruhová úseč, je zřejmé, že kořen této rovnice se bude nacházet v intervalu  $A \in \langle 90^\circ; 180^\circ \rangle$ . Vrcholový úhel je tedy tupý. Právě krajní hodnoty intervalu byly použity jako počáteční odhady kořene řešené rovnice (4). Jedná se o iterační metodu a obecný princip výpočtu je naznačen níže.

Obecný zápis metody sečen

$$A_{k+1} = A_k - \frac{A_k - A_{k-1}}{f(A_k) - f(A_{k-1})} \cdot f(A_k) \quad (6)$$

$$f(A_k) = \frac{2 \cdot S_3}{R^2} - \frac{\pi \cdot A_k}{180} + \sin A_k = 0 \quad (7)$$

U numerické metody určení kořene, rovnice (7), je důležité si před začátkem výpočtu stanovit rozumnou přesnost  $\mu$ . Platí, že čím přesnější výsledek je vyžadován, tím delší je samotný výpočet. V tomto případě byla zvolena hodnota  $\mu = 0,1$ . Přesnost  $\mu$  se počítá podle následujícího vzorce (8).

$$\mu = |A_k - A_{k-1}| \quad (8)$$

Výpočet kořene rovnice (7) končí, jakmile je přesnost menší než předem zvolená hodnota  $\mu$ .

Tab. 2 – Numerický výpočet kořene rovnice

$A_{k+1}$	$A_k$	$A_{k-1}$	$f(A_k)$	$f(A_{k-1})$	$\mu$
111,260	180	90	-1,964	0,607	68,740
116,683	111,260	180	0,168	-1,964	5,423
118,112	116,683	111,260	0,035	0,168	1,429
118,059	118,112	116,683	-0,001	0,035	0,053

Výsledný kořen rovnice:  $A_p = 118,059^\circ \pm 0,053$

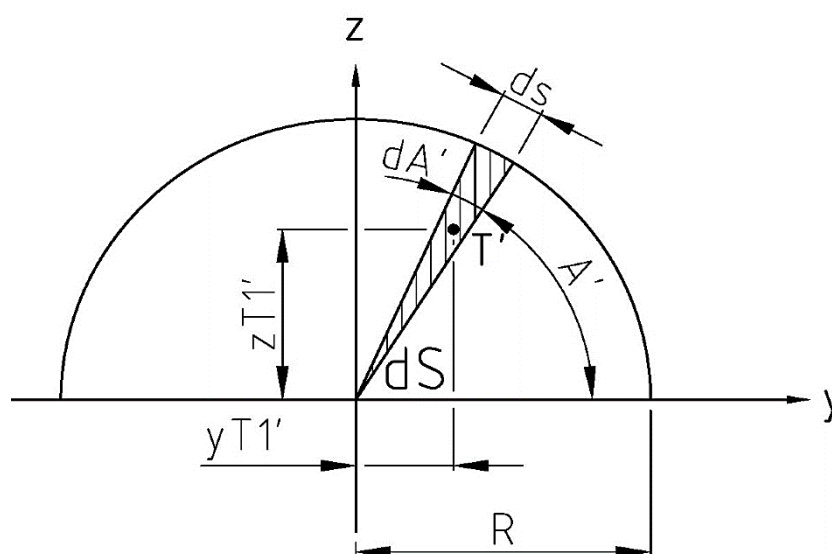
Jakmile je výsledná hodnota vrcholového úhlu  $A$  kruhové úseče známa, bylo přistoupeno k výpočtu velikosti hodnot  $(b, h_2, h_3)$  kruhové úseče z předchozího obr. 13.

$$b = 2 \cdot R \cdot \sin \frac{A_v}{2} = 2 \cdot 1\,275 \cdot \sin \frac{118,059}{2} = 2\,186 \text{ mm}$$

$$h_3 = R - R \cdot \cos \frac{A_v}{2} = R \cdot \left[ 1 - \cos \frac{A_v}{2} \right] = 1\,275 \cdot \left[ 1 - \cos \frac{118,059}{2} \right] = 619 \text{ mm}$$

$$h_2 = R - h_3 = 1\,275 - 619 = 656 \text{ mm}$$

Ted' je nejdříve nutné určit těžiště, konkrétně zetovou souřadnici, půlkruhu o ploše  $S_1$ . Pro její určení byly využity určité integrály.



Obr. 14 – Výpočet těžiště půlkružnice o ploše  $S_1$

Délka elementárního oblouku  $ds$

$$ds = R dA' \quad (9)$$

Je předpokládáno, že elementární plocha  $dS$  je nekonečně malá. Proto je považován výsledný tvar elementární plochy za trojúhelník. Proto je obsah vyjádřen následujícím vzorcem (10).

$$dS = \frac{1}{2} \cdot R ds = \frac{1}{2} \cdot R^2 dA' \quad (10)$$

Zetová souřadnice těžiště elementární plochy  $dS$

$$z'_{T1} = \frac{2}{3} \cdot R \cdot \sin A' \quad (11)$$

Následně byla vypočtena hodnota ypsilonové souřadnice  $y_T$  těžiště půlkruhu o ploše  $S_1$ . Jedná se o podíl statického momentu půlkruhu k ose y k celkové ploše  $S_1$ .

$$z_{T_1} = \frac{\int_{(S)} z'_{T_1} dS}{\int_{(S)} dS} = \frac{\int_0^\pi \frac{2}{3} \cdot R \cdot \sin A' \cdot \frac{1}{2} \cdot R^2 dA'}{\int_0^\pi \frac{1}{2} \cdot R^2 dA'} = \frac{2}{3} \cdot R \cdot \frac{\int_0^\pi \sin A' dA'}{\int_0^\pi dA'} = \frac{2}{3} \cdot R \cdot \frac{[-\cos A']_0^\pi}{[A']_0^\pi} =$$

$$= \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 1\,275}{3 \cdot \pi} = 541,13 \text{ mm}$$

Po výpočtu těžiště půlkruhu je zapotřebí určit zetovou souřadnici těžiště kruhové úseče o ploše  $S_2$ . Jedná se tedy o část kružnice. Proto je uvedena obecná rovnice kružnice, která bude potřeba pro vyjádření obsahu elementární plochy  $dS$ .

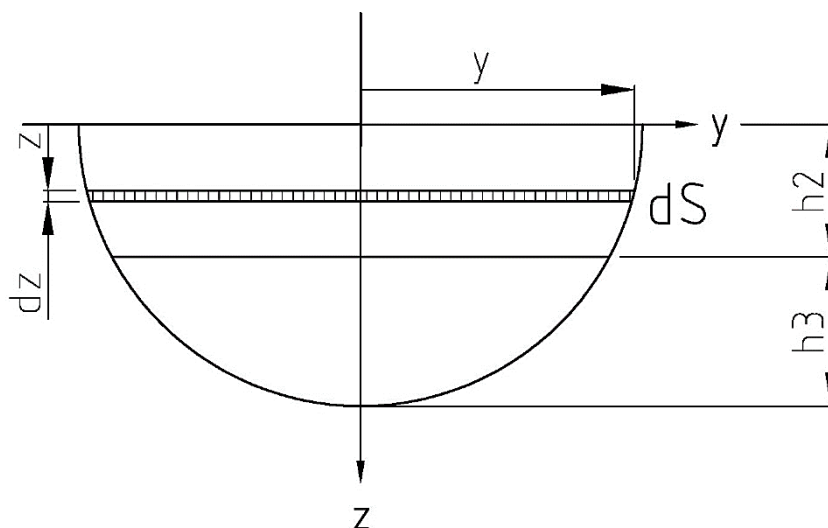
$$y^2 + z^2 - R^2 = 0 \quad (12)$$

Vyjádřením neznámé y z rovnice (12) byl získán výraz (13).

$$y = \pm \sqrt{R^2 - z^2} \quad (13)$$

Pro výpočet byla použita kladná hodnota neznámé y. Ta pak byla dosazena do vzorce (14) pro výpočet elementární plochy  $dS$ .

$$dS = 2 \cdot y dz = 2 \cdot \sqrt{R^2 - z^2} dz \quad (14)$$



Obr. 15 – Výpočet těžiště kruhové úseče o ploše  $S_2$



Po vyjádření obsahu elementární plochy  $dS$ , vztah (14), je nutné určit statický moment tvaru elementární plochy k ose  $y$ . Pro výpočet byl využit předchozí obr. 15.

$$U_y = \int_{(S)} z dS = \int_0^{h_2} 2 \cdot z \cdot \sqrt{R^2 - z^2} dz \quad (15)$$

V tomto okamžiku je nutné zavést následující substituci.

$$\begin{cases} t = R^2 - z^2 \\ dt = -2 \cdot z dz \\ z dz = -\frac{1}{2} dt \end{cases} \quad (16)$$

Při řešení určitého integrálu pomocí substituce dochází ke změně integrační proměnné. Je tedy nutné přepočítat hodnoty mezi určitého integrálu pro novou integrační proměnnou.

$$\begin{cases} z = 0 \rightarrow t = R^2 \\ z = h_2 \rightarrow t = R^2 - h_2^2 \end{cases} \quad (17)$$

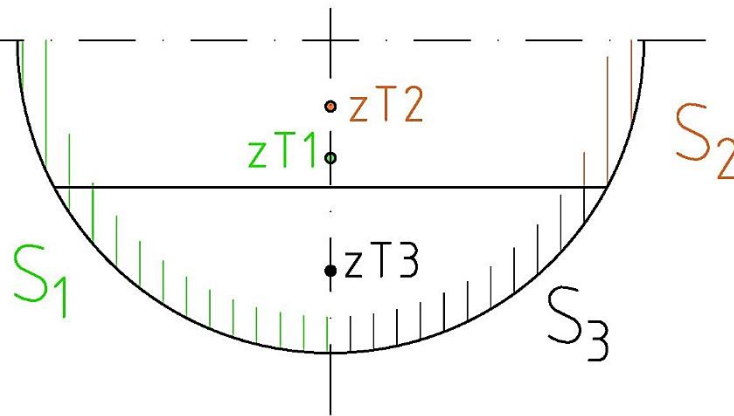
Následně je využita substituce (16) a přepočet integračních mezí (17) pro výpočet konkrétní hodnoty statického momentu k ose  $y$ .

$$\begin{aligned} U_y &= \int_0^{h_2} 2 \cdot z \cdot \sqrt{R^2 - z^2} dz = \int_{R^2}^{R^2 - h_2^2} -\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \sqrt{t} dt = \int_{R^2 - h_2^2}^{R^2} \sqrt{t} dt = \frac{2}{3} \cdot [\sqrt{t^3}]_{R^2 - h_2^2}^{R^2} = \\ &= \frac{2}{3} \cdot \left[ R^3 - \sqrt{(R^2 - h_2^2)^3} \right] = \frac{2}{3} \cdot \left[ 1275^3 - \sqrt{(1275^2 - 656^2)^3} \right] = \\ &= 510\,580\,731,7 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Výpočet hodnoty souřadnice  $z_{T_2}$

$$z_{T_2} = \frac{U_y}{S_2} = \frac{510\,580\,731,7}{1\,595\,977} = 319,92 \text{ mm}$$

Nyní jsou k dispozici všechny potřebné hodnoty pro výpočet zetové souřadnice těžiště kruhové úseče o ploše  $S_3$ . Jedná se o rozdíl statických momentů ploch  $S_1$  a  $S_2$  k ose  $y$  k jejich vzájemnému rozdílu.

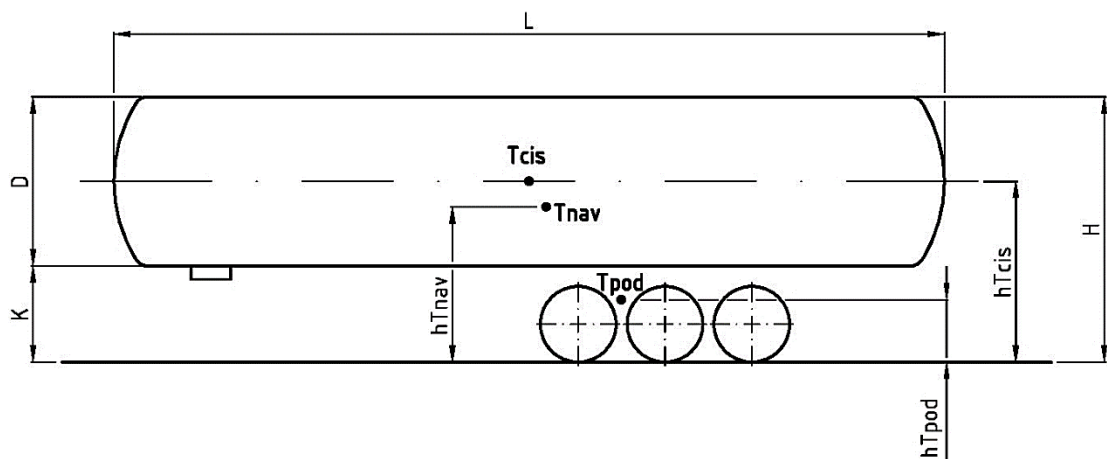


Obr. 16 – Výpočet těžiště kruhové úseče o ploše  $S_3$

Výpočet hodnoty souřadnice  $z_{T_3}$

$$z_{T_3} = \frac{z_{T_1} \cdot S_1 - z_{T_2} \cdot S_2}{S_1 - S_2} = \frac{541,13 \cdot 2\,553\,526 - 319,92 \cdot 1\,595\,977}{2\,553\,526 - 1\,595\,977} = 909,83 \text{ mm}$$

## 2.2 Výpočet těžiště prázdného návěsu



Obr. 17 – Zjednodušené schéma prázdného cisternového návěsu

Pro výpočet těžiště prázdného návěsu je důležité znát hmotnost podvozku a hmotnost samotné prázdné cisterny. Dále je potřeba vědět jejich výškové souřadnice těžiště, tedy vzdálenost od povrchu vozovky. Poté bude přikročeno k samotnému výpočtu těžiště prázdného cisternového návěsu. Hodnota výškové souřadnice těžiště podvozku a hodnoty hmotností jsou uvedeny v úvodní tabulce technických informací (viz tab. 1).

Pohotovostní hmotnost návěsu

$$m_{poh} = m_{cis} + m_{pod} = 6350 + 4150 = 10\,500 \text{ kg}$$

Těžiště prázdné cisterny

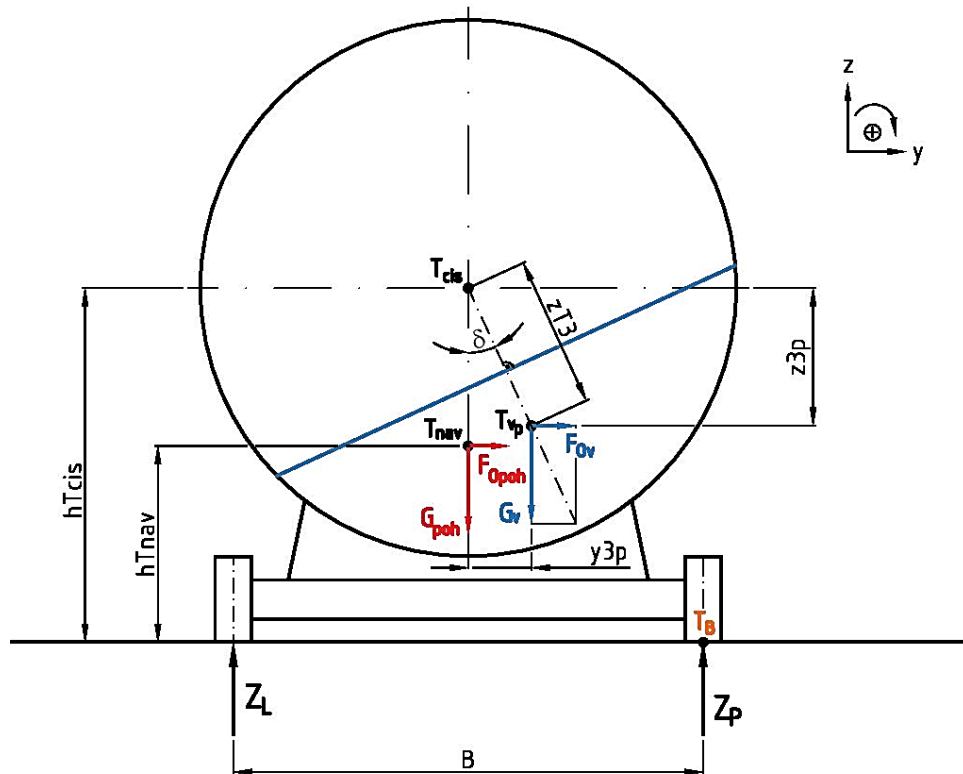
$$h_{T_{cis}} = K + \frac{1}{2} \cdot D = 1450 + \frac{1}{2} \cdot 2550 = 2\,725 \text{ mm}$$

Těžiště návěsu

$$\begin{aligned} h_{T_{nav}} &= \frac{m_{pod} \cdot g \cdot h_{T_{pod}} + m_{cis} \cdot g \cdot h_{T_{cis}}}{m_{poh} \cdot g} = \frac{m_{pod} \cdot h_{T_{pod}} + m_{cis} \cdot h_{T_{cis}}}{m_{poh}} = \\ &= \frac{4\,150 \cdot 800 + 6\,350 \cdot 2\,725}{10\,500} = 1\,964 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 2.3 Výpočet kritického dostředivého zrychlení návěsu

V tuto chvíli je určeno těžiště prázdného návěsu. V tomto místě bude působit tíhová síla, způsobená pohotovostní hmotností návěsu, a také odstředivá síla vznikající při průjezdu zatáčkou. Nyní bude proveden rozbor stability samotného návěsu, tedy bez pomocného ramene. Silové poměry jsou vyobrazeny na následujícím obr. 18.



Obr. 18 – Zjednodušený model cisternového návěsu bez pomocného ramene

Provedením rozboru stability bude získána hodnota kritického dostředivého zrychlení  $a_{krit}$ , při kterém je dosaženo stavu ztráty stability. Jedná se o okamžik, kdy hodnota radiální reakce na levých kolech nabývá nulové hodnoty při průjezdu levotočivou zatáčkou. Je nutné sestavit momentovou rovnici k bodu  $T_B$  (viz obr. 18), aby se z výpočtu vyloučila neznámá radiální reakce pravých kol.

Momentová rovnice k bodu  $T_B$

$$\sum M_{i_{T_B}} = 0 \quad (18)$$

$$Z_L \cdot B - G_{poh} \cdot \frac{B}{2} + F_{o_{poh}} \cdot h_{T_{nav}} - G_v \cdot \left( \frac{B}{2} - y_{3p} \right) + F_{o_v} \cdot \left( h_{T_{cis}} - z_{3p} \right) = 0 \quad (19)$$

Následně jsou uvedeny jednoduché matematické úpravy, které vedly k zisku finálního vzorce.

$$Z_L \cdot B = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} \cdot B - F_{o_{poh}} \cdot h_{T_{nav}} + G_v \cdot \left( \frac{B}{2} - y_{3p} \right) - F_{o_v} \cdot \left( h_{T_{cis}} - z_{3p} \right) \quad (20)$$

$$Z_L \cdot B = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} \cdot B - F_{o_{poh}} \cdot \frac{B \cdot h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot B \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{y_{3p}}{B} \right) - F_{o_v} \cdot B \cdot \left( \frac{h_{T_{cis}}}{B} - \frac{z_{3p}}{B} \right) \quad (21)$$

Obě strany rovnice (21) lze vydělit rozchodem  $B$ .

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} - F_{o_{poh}} \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{y_{3p}}{B} \right) - F_{o_v} \cdot \left( \frac{h_{T_{cis}}}{B} - \frac{z_{3p}}{B} \right) \quad (22)$$

Protože hodnota dostředivého zrychlení není dosud známa, je nutné vyjádřit odstředivé síly následujícím způsobem.

$$F_{o_{poh}} = m_{poh} \cdot a = \frac{G_{poh}}{g} \cdot a \quad F_{o_v} = m_v \cdot a = \frac{G_v}{g} \cdot a$$

Takto vyjádřené odstředivé síly se dosadí do rovnice (22).

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} - \frac{G_{poh}}{g} \cdot a \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{y_{3p}}{B} \right) - \frac{G_v}{g} \cdot a \cdot \left( \frac{h_{T_{cis}}}{B} - \frac{z_{3p}}{B} \right) \quad (23)$$

Dále je nutné vyjádřit souřadnici  $y_{3p}$ . Z obr. 18 vyplývá následující vztah (24).

$$\tan \delta = \frac{F_{o_v}}{G_v} = \frac{m_v \cdot a}{m_v \cdot g} = \frac{a}{g} = \frac{y_{3p}}{z_{3p}} \Rightarrow y_{3p} = \frac{a}{g} \cdot z_{3p} \quad (24)$$

Dosažení do předchozí rovnice (23) pro radiální reakci  $Z_L$ .

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} - \frac{G_{poh}}{g} \cdot a \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{g} \cdot \frac{z_{3p}}{B} \right) - \frac{G_v}{g} \cdot a \cdot \left( \frac{h_{T_{cis}}}{B} - \frac{z_{3p}}{B} \right) \quad (25)$$

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} - \frac{G_{poh}}{g} \cdot a \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{g} \cdot \frac{z_{3p}}{B} - \frac{a}{g} \cdot \frac{h_{T_{cis}}}{B} + \frac{a}{g} \cdot \frac{z_{3p}}{B} \right)$$

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot G_{poh} - \frac{G_{poh}}{g} \cdot a \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} + G_v \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{g} \cdot \frac{h_{T_{cis}}}{B} \right)$$

$$Z_L = \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a}{g} \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} \right) + G_v \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a}{g} \cdot \frac{h_{T_{cis}}}{B} \right) \right] \quad (26)$$

Hodnoty všech veličin uvedených v předchozí rovnici (26) jsou známé. Tento vztah se položí roven nule, aby se získala hodnota kritického dostředivého zrychlení  $a_{krit}$ .

$$0 = \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_{krit}}{g} \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} \right) + G_v \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_{krit}}{g} \cdot \frac{h_{T_{cis}}}{B} \right) \right] \quad (27)$$

$$0 = G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_{krit}}{g} \cdot \frac{h_{T_{nav}}}{B} \right) + G_v \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_{krit}}{g} \cdot \frac{h_{T_{cis}}}{B} \right)$$

$$0 = B \cdot g \cdot G_{poh} - 2 \cdot G_{poh} \cdot a_{krit} \cdot h_{T_{nav}} + B \cdot g \cdot G_v - 2 \cdot G_v \cdot a_{krit} \cdot h_{T_{cis}}$$

$$0 = B \cdot g \cdot (G_{poh} + G_v) - 2 \cdot a_{krit} \cdot (G_{poh} \cdot h_{T_{nav}} + G_v \cdot h_{T_{cis}})$$

$$2 \cdot a_{krit} \cdot (G_{poh} \cdot h_{T_{nav}} + G_v \cdot h_{T_{cis}}) = B \cdot g \cdot (G_{poh} + G_v)$$

$$a_{krit} = \frac{B \cdot g}{2} \cdot \frac{G_{poh} + G_v}{G_{poh} \cdot h_{T_{nav}} + G_v \cdot h_{T_{cis}}}$$

$$a_{krit} = \frac{B \cdot g}{2} \cdot \frac{m_{poh} + m_v}{m_{poh} \cdot h_{T_{nav}} + m_v \cdot h_{T_{cis}}}$$

$$a_{krit} = \frac{B \cdot g}{2} \cdot \frac{m_{poh} + V_P \cdot \rho_v}{m_{poh} \cdot h_{T_{nav}} + V_P \cdot \rho_v \cdot h_{T_{cis}}} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (28)$$

$$a_{krit} = \frac{2\,095 \cdot 9,81}{2} \cdot \frac{10\,500 + 12 \cdot 998}{10\,500 \cdot 1\,964 + 12 \cdot 998 \cdot 2\,725}$$

$$\mathbf{a_{krit} = 4,34 \, m \cdot s^{-2}}$$

## 2.4 Výpočet síly mezi kolem ramene a vozovkou

V předchozí kapitole byla stanovena velikost kritického dostředivého zrychlení. V okamžiku dosažení kritického zrychlení se předpokládá, že dojde ke kontaktu kola ramene s vozovkou. Pevnost ramene je vhodné posuzovat až pro stavy návěsu, které jsou dále za stavem ztráty stability. To znamená, že dosažené dostředivé zrychlení je větší než kritické. Pro výpočet odstředivých sil od hmoty návěsu a od hmoty vody byla použita hodnota  $a = 4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Dále je nutné stanovit tíhové síly od hmoty vody a od hmoty návěsu.

Tíhová síla od hmoty návěsu

$$G_{poh} = m_{poh} \cdot g = 10\,500 \cdot 9,81 = 103\,005 \text{ N}$$

Tíhová síla od hmoty vody

$$G_v = m_v \cdot g = V_p \cdot \rho_v \cdot g = 12 \cdot 998 \cdot 9,81 = 117\,485 \text{ N}$$

Odstředivá síla od hmoty návěsu

$$F_{o_{poh}} = m_{poh} \cdot a = 10\,500 \cdot 4,5 = 47\,250 \text{ N}$$

Odstředivá síla od hmoty vody

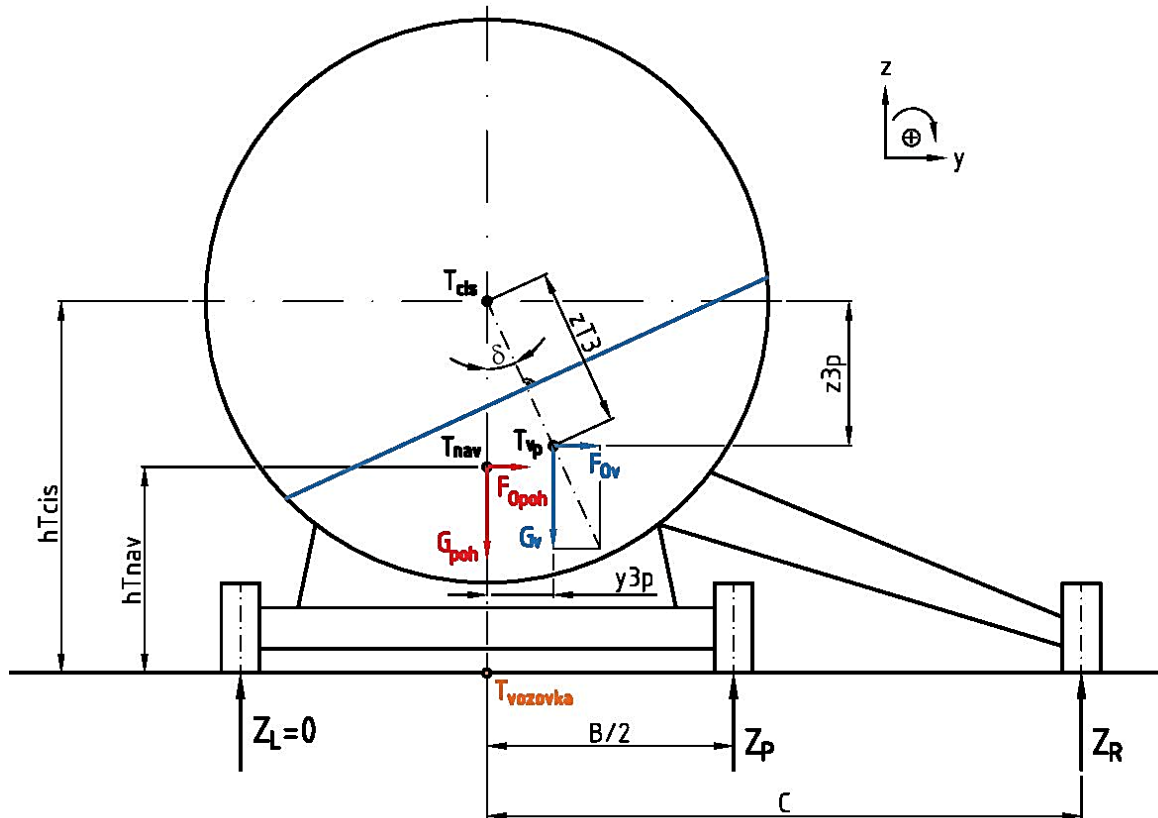
$$F_{o_v} = m_v \cdot a = V_p \cdot \rho_v \cdot a = 12 \cdot 998 \cdot 4,5 = 53\,892 \text{ N}$$

Tyto účinky budou působit na cisternový návěs naplněný vodou při průjezdu levotočivou zatáčkou. Při tomto jízdním manévru se ovšem mění poloha těžiště vody v cisterně. Dochází k vyhoupenutí těžiště kapaliny o úhel  $\delta$  do polohy danou bodem  $T_{vp}$  (viz obr. 19) Je tedy zapotřebí vypočítat souřadnice tohoto bodu  $T_{vp} [y_{3p}, z_{3p}]$ .

$$y_{3p} = z_{T_3} \cdot \sin \delta = z_{T_3} \cdot \sin \left[ \tan^{-1} \left( \frac{a}{g} \right) \right] = 909,83 \cdot \sin \left[ \tan^{-1} \left( \frac{4,5}{9,81} \right) \right] = 379,3 \text{ mm}$$

$$z_{3p} = z_{T_3} \cdot \cos \delta = z_{T_3} \cdot \cos \left[ \tan^{-1} \left( \frac{a}{g} \right) \right] = 909,83 \cdot \cos \left[ \tan^{-1} \left( \frac{4,5}{9,81} \right) \right] = 827 \text{ mm}$$

Proti výše zmíněným silovým účinkům budou působit radiální reakce mezi koly a vozovkou. Pro výpočet síly mezi kolem pomocného ramene a vozovkou byla použita momentová a osová rovnice rovnováhy. Pro sestavení rovnic byl použit následující obr. 19.



Obr. 19 – Zjednodušený model cisternového návěsu s pomocným ramenem

Kladný smysl momentu a os je naznačen na obr. 19 v pravém horním rohu. Jako první se sestaví osová rovnice rovnováhy, konkrétně v ose z.

$$\sum F_{i_z} = 0 \quad (29)$$

$$Z_P + Z_R - G_v - G_{poh} = 0 \quad (30)$$

Pro výpočet síly mezi kolem ramene a vozovkou  $Z_R$  se už předpokládá stav, kdy levé kolo už není v dotyku s povrchem vozovky.

Z předchozí rovnice (30) se vyjádří neznámá  $Z_P$ .

$$Z_P = G_v + G_{poh} - Z_R \quad (31)$$

Sestavení momentové rovnice rovnováhy k bodu  $T_{vozovka}$ .

$$\sum M_{i_{T_{vozovka}}} = 0 \quad (32)$$

$$F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot y_{3p} - Z_P \cdot \frac{B}{2} - Z_R \cdot C = 0 \quad (33)$$

Za neznámou  $Z_P$  byl dosazen vztah (31). Následně se bude momentová rovnice (33) dále upravovat až po konečný výraz, do kterého lze dosadit známé hodnoty a vypočítat hodnotu radiální reakce  $Z_R$ .

$$F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot y_{3p} - (G_v + G_{poh} - Z_R) \cdot \frac{B}{2} - Z_R \cdot C = 0 \quad (34)$$

$$F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot y_{3p} - G_v \cdot \frac{B}{2} - G_{poh} \cdot \frac{B}{2} + Z_R \cdot \frac{B}{2} - Z_R \cdot C = 0$$

$$F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot \left(y_{3p} - \frac{B}{2}\right) - G_{poh} \cdot \frac{B}{2} + Z_R \cdot \left(\frac{B}{2} - C\right) = 0$$

$$F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot \left(y_{3p} - \frac{B}{2}\right) - G_{poh} \cdot \frac{B}{2} = Z_R \cdot \left(C - \frac{B}{2}\right)$$

$$Z_R = \frac{F_{Opoh} \cdot h_{t_{nav}} + F_{Ov} \cdot (h_{t_{cis}} - z_{3p}) + G_v \cdot \left(y_{3p} - \frac{B}{2}\right) - G_{poh} \cdot \frac{B}{2}}{C - \frac{B}{2}} \quad [N] \quad (35)$$

$$Z_R = \frac{47\,250 \cdot 1\,964 + 53\,892 \cdot (2\,725 - 827) + 117\,485 \cdot \left(379,3 - \frac{2\,095}{2}\right) - 103\,005 \cdot \frac{2\,095}{2}}{3\,110 - \frac{2\,095}{2}}$$

$$Z_R = \frac{47\,250 \cdot 1\,964 + 53\,892 \cdot 1\,898 - 117\,485 \cdot 668,2 - 103\,005 \cdot 1\,047,5}{2\,062,5}$$

$$\mathbf{Z_R = 4\,214\,N}$$



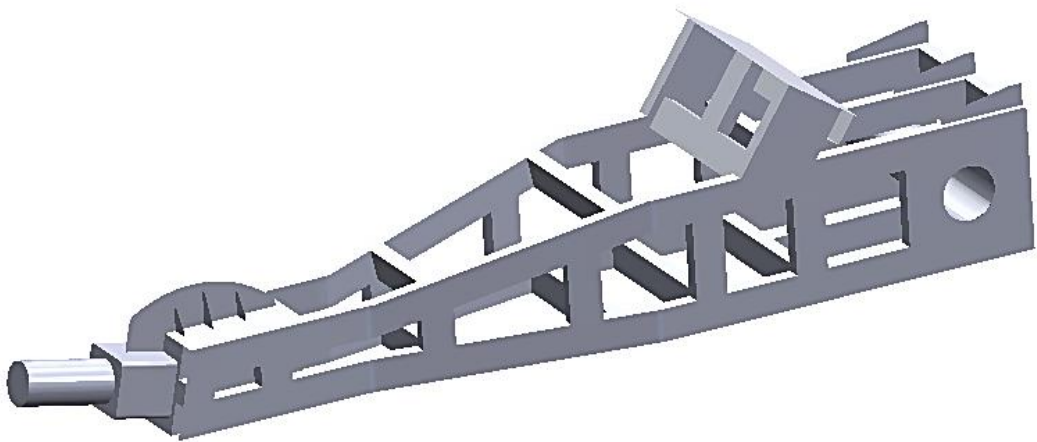
### 3 ANALÝZA PEVNOSTI A ÚNAVY STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ

Tato část diplomové práce popisuje analýzu pevnosti stávajícího řešení pomocného ramene. Veškeré pevnostní výpočty byly provedeny v MKP programu Simulation od společnosti Solidworks.

#### 3.1 Zadání parametrů analýzy

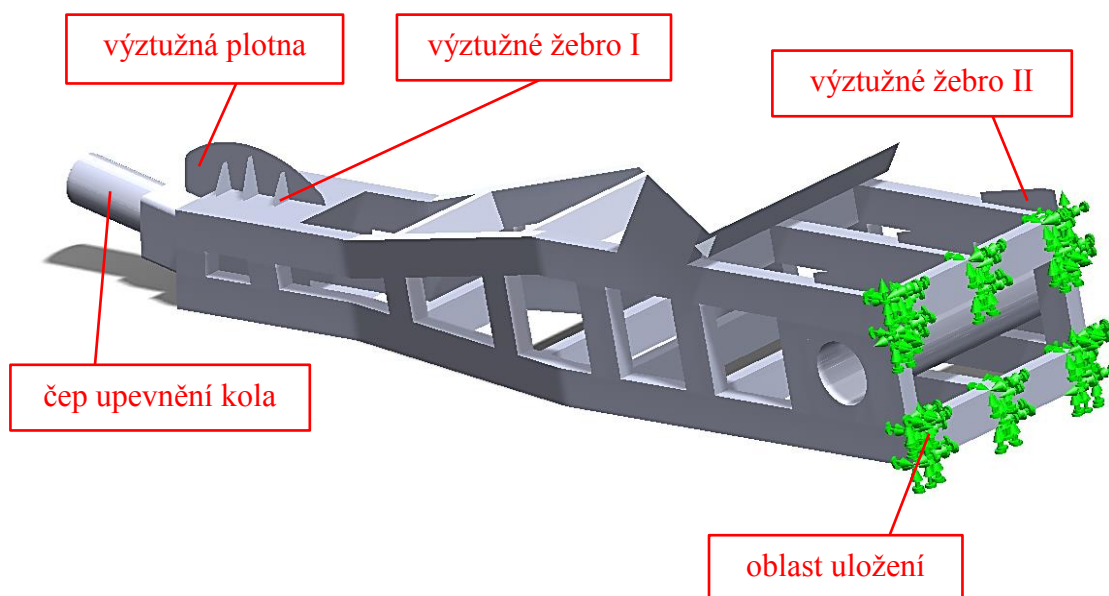
[6], [7], [8], [9], [19]

Model ramene byl vytvořen v 3D modelovacím programu Solidworks použitím funkce modelování pomocí povrchů a rozdělovacích křivek.



*Obr. 20 – Zjednodušený povrchový model pomocného ramene*

Jedná se o plošný model. Na začátku bylo nutné definovat tloušťky jednotlivých skořepin pomocí vybraných ploch. Tedy definovat tloušťky modelu ramene. Do výpočtu byly zadány jako reálné konstanty. Důležité je poznamenat, že ne každý polotovár se vždy podaří vyrobit s tzv. jmenovitým rozměrem. Existují tedy tzv. výrobní úchylky. V tomto konkrétním případě byly při definování skořepin zohledněny. Velikosti výrobních úchylek pro jednotlivé polotovary byly převzaty z internetových stránek [6], [7], [8]. Jakmile byla definice tlouštěk hotová, bylo nutné zadat dostatečný počet okrajových podmínek. Zjednodušený model ramene byl upevněn vetknutím v místě napojení na příhradovou konstrukci. Pozice vybraných segmentů a vetknutí modelu je vidět na obr. 21.



Obr. 21 – Poloha vybraných prvků a vetknutí modelu

Po upevnění modelu následovala volba materiálu jednotlivých prvků modelu. Ovšem tato část tzv. pre-processingu byla poněkud složitější. Musela být v potaz vzata skutečnost, že pokud se zvětšuje tloušťka polotovaru a roste teplota, materiálu klesá hodnota minimální meze kluzu daná technickou normou. Proto musely být nadefinovány dva nové materiály, které právě podchytí tuto změnu mechanické vlastnosti oceli. Další vlastnosti jako mez pevnosti a Poissonova konstanta zůstaly beze změny.

Tab. 3 – Mechanické vlastnosti definovaných materiálů

Tloušťka polotovaru	Mez kluzu při $t = 50^{\circ}\text{C}$	Youngův modul	Poissonova konstanta	Mez pevnosti
0 - 16 mm	227 MPa	210 000 MPa	0,3	360 MPa
16 - 40 mm	218 MPa			

Dále je potřeba zadat zatížení. V tomto případě bude zadáno do oblasti čepu upevnění kola. V předchozí kapitole byla vypočtena radiální reakce mezi kolem ramene a vozovkou. Ovšem při výpočtu byl uvažován ustálený stav vyhoupenutí kapaliny uvnitř cisterny při průjezdu zatáčkou. Dynamický účinek působení odstředivé síly na kapalinu uvnitř cisterny bude zohledněn koeficientem  $k_{dyn} = 2$  vzhledem k dynamickým účinkům. Hodnota koeficientu byla vhodně zvolena.

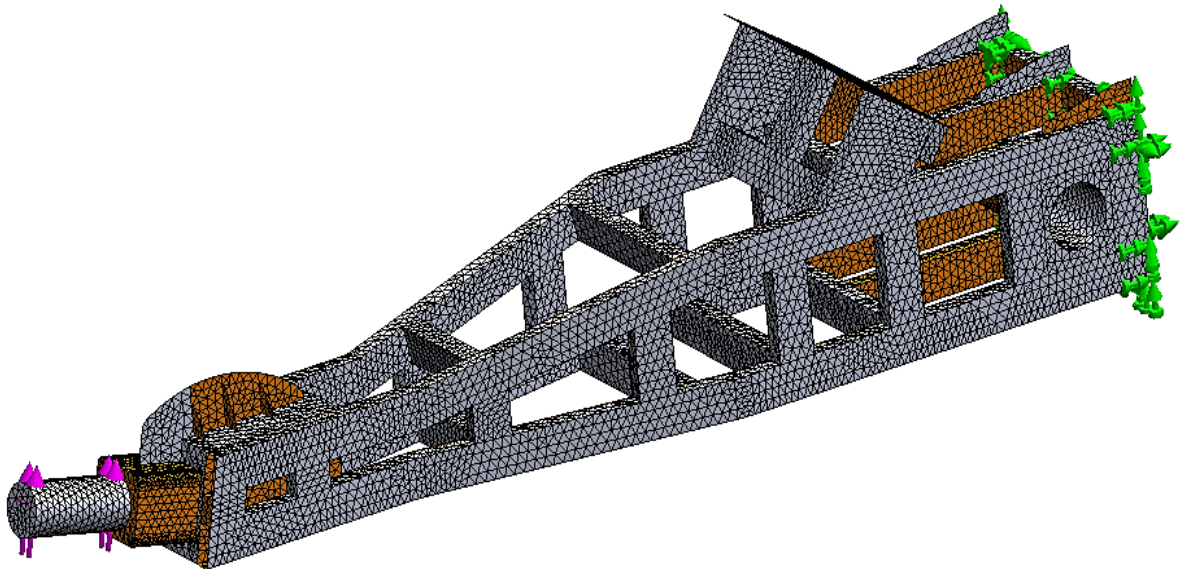
Tedy zadávané zatížení  $F_{zad}$  bude větší než zatížení  $F_{vyp}$  vypočtené dosazením všech veličin do rovnice (35). Tímto přístupem je výpočet pevnosti více konzervativní.

$$F_{zad} = F_{vyp} \cdot k_{dyn} = Z_R \cdot k_{dyn} \quad [N] \quad (36)$$

$$F_{zad} = 4\,214 \cdot 2$$

$$F_{zad} = 8\,428 \text{ N}$$

Jakmile je zadáno zatížení, může se přistoupit k tvorbě sítě. Síť byla vytvořena pomocí skořepinových elementů SHELL. Důležité je zvolit správnou velikost elementů sítě. Proto byla vytvořena síť na základě zakřivení, kde lze zvolit maximální a dále minimální velikost elementu sítě. Vytvořená síť obsahuje 32 635 elementů.



Obr. 22 – Síť výpočtového modelu

Vytvoření sítě modelu je posledním krokem před spuštěním samotné analýzy. Důležité je zodpovědět si otázku, jaký druh analýzy použít na tento případ. Zda lineární, pohybující se v mezích Hookeova zákona pružných deformací, nebo nelineární, zahrnující do výpočtu nelineární chování materiálu a geometrickou nelinearitu (velké posuvy). V prvním kroku byla použita statická lineární analýza. Ovšem důvodem spuštění lineárního výpočtu nebyl zisk velikosti napětí a deformací konstrukce. Jeho cílem bylo zjistit, zda došlo ve všech spojích modelu ke spojení mezi uzly sousedních elementů sítě. Kontrolovat tuto numerickou chybu užitím nelineární analýzy by bylo nevýhodné z důvodu dlouhé doby výpočtu.

U nelineárních analýz se používají při řešení tři základní způsoby řízení výpočtu

- Proces řízený silou
- Proces řízený posunutím
- Proces řízený délkou oblouku

Proces řízený délkou oblouku je nevhodnější, protože je nutné stanovit limitní zatížení, které pravděpodobně není monotónně rostoucí. Po krátké úvaze bylo přistoupeno k řešení těchto nelineárních analýz – MNA (Materially Non-linear Analysis)

– GMNA (Geometrically and Materially Non-linear Analysis)

Cílem výpočtu pomocí analýzy MNA je zjistit chování konstrukce v pružně-plastické oblasti. Z vyhodnocení pružně-plastického chování pak lze usuzovat, jestli je nutné ztrátu stability řešit v elastickém oboru analýzou GNA (Geometrically Non-linear Analysis) nebo analýzou GMNA. Účelem výpočtu pevnosti ramene pomocí analýzy GMNA bylo odhalit případnou ztrátu stability v pružně-plastickém oboru. Nejjednodušší variantou je vyhodnocení ztráty stability analýzou LBA (Linear Buckling Analysis). V tomto případě ji ovšem nelze použít, protože se nejedná o standartní konstrukční uzel.

Základním výsledkem jakékoliv nelineární analýzy je zatěžující křivka konstrukce, nazývána také jako rovnovážná křivka. Jedná se o závislost stupně zatížení na velikosti celkového posunutí předem vybraného bodu konstrukce. Pro každý uzel sítě konstrukce lze vykreslit výše zmíněnou křivku. Z této křivky je možné získat limitní stupeň zatížení pro daný mezní stav konstrukce – mezní stav plasticity (MNA)

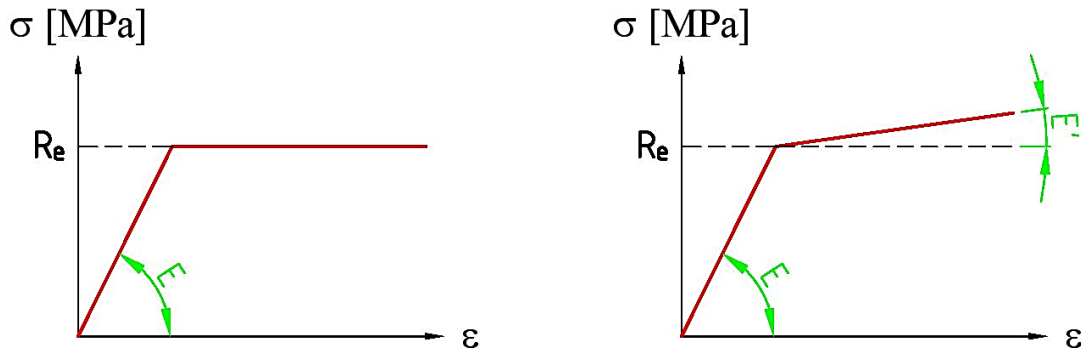
– ztráta stability v pružně-plastickém oboru (GMNA)

Na základě znalosti limitního stupně zatížení se pak určuje limitní zatížení konstrukce pro daný mezní stav.

### 3.2 Analýza MNA

[13], [14], [22]

Tato analýza zahrnuje nelineární chování materiálu, konkrétně pružně-plastické. Výpočet se dostává do oblasti plastických (trvalých) deformací. Existují různé výpočtové modely chování materiálu, které se v praxi používají. Ty nejvíce používané jsou vidět na následujícím obr. 23.



Obr. 23 – Vybrané modely chování materiálu

V levé části obr. 23 je zobrazen materiálový model bez zpevnění. Jakmile je dosaženo napětí rovné mezi kluzu materiálu a dále roste zatížení, deformace se zvyšuje. Napětí ovšem zůstává konstantní.

V pravé části je zobrazen von Misesův bilineární materiálový model. Ten uvažuje lineární nárůst napětí i v oblasti za mezi kluzu při zvyšování zatížení. Veličina  $E$  je modul pružnosti v tahu (Youngův modul). Veličina  $E'$  je modul zpevnění. Jeho velikost zajistí konvergenci řešení, aniž by došlo výrazným způsobem ke zkreslení výsledků analýzy vlivem nadměrného zpevnění materiálu konstrukce.

$$E' = \frac{E}{10^4} \quad [MPa] \quad (37)$$

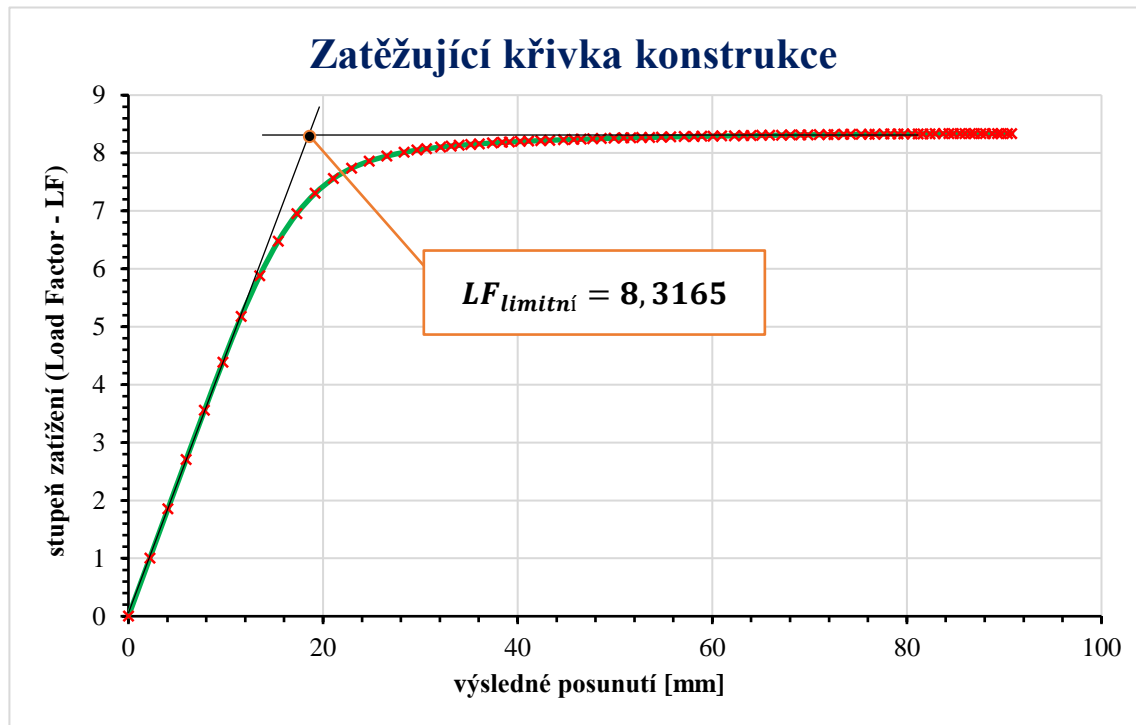
V tomto případě byl vybrán model: von Misesův bilineární. Ve výpočtovém programu Simulation je nazván jako plasticita von – Mises a zadává se do výpočtu při definování materiálu. Dovolené zatížení konstrukce ramene se stanoví podle následujícího vztahu (38).

$$F_{dovolené}^{MNA} = \frac{F_{limitní}^{MNA}}{k_1} = \frac{F_{limitní}^{MNA}}{1,5} \quad [N] \quad (38)$$

$k_1$  – součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu plasticity [22]

### 3.2.1 Zatěžující křivka

Jedná se o závislost mezi velikostí výsledného posunutí bodu konstrukce a stupně zatížení. Limitní stupeň zatížení se stanoví jako průsečík tečen k elastické a plastické části zatěžující křivky.



Obr. 24 – Zatěžující křivka (analýza MNA)

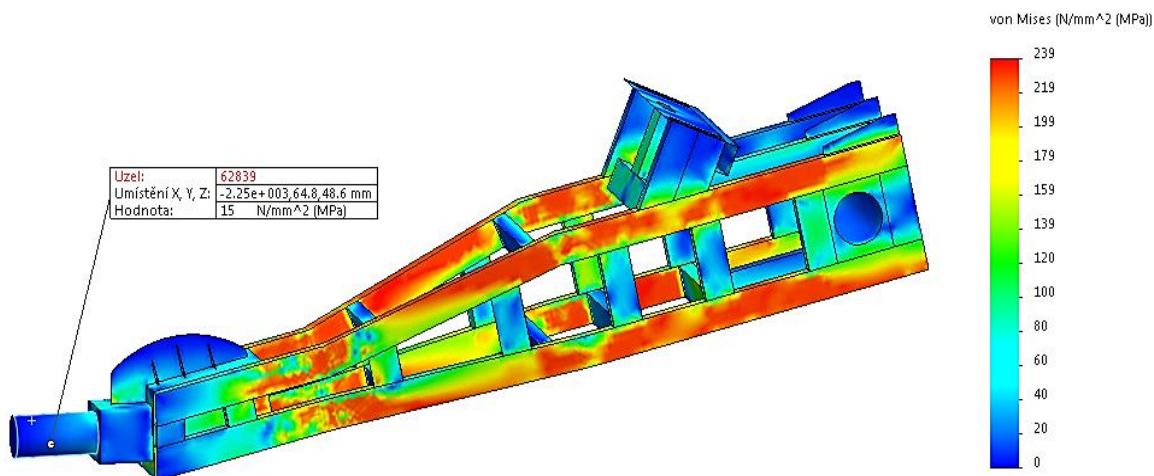
### 3.2.2 Napětí von Mises

Misesova podmínka plasticity vychází z hypotézy HMH (Henry von Mises – Hencky), známé též jako teorie smykové energie. Hypotéza srovnává různé napjatosti podle deformační energie. Jedná se o ekvivalentní (redukované) napětí. Napětí von Mises může být vyjádřeno následujícím způsobem

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z) + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \quad (39)$$

Na předchozím obr. 24 je vidět průběh odezvy konstrukce a jednotlivé kroky výpočtu nelineární analýzy. Každému výpočetnímu kroku přísluší konkrétní stupeň zatížení. Lze si nechat vykreslit obrázky rozložení napětí v konstrukci pro jakýkoliv krok. Z hlediska hodnocení pevnosti je nejdůležitější rozložení napětí ve stavu dosažení mezního stavu plasticity.

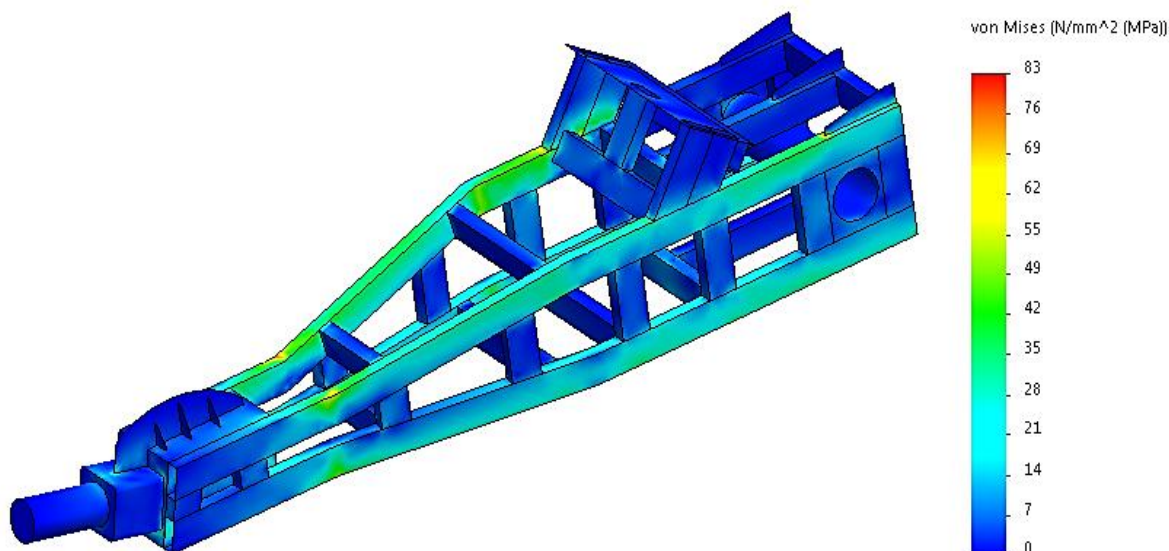
## REDUKOVANÉ NAPĚTÍ – TOP mezní stav plasticity – LF = 8,3165



Obr. 25 – Rozložení napětí pro mezní stav plasticity

Skutečný mezní stav plasticity nastává, jakmile vznikne dostatečný počet plastických kloubů. Konstrukce se pak chová jako kinematický mechanismus. Pohybovat se tedy v oblastech blízkých meznímu stavu plasticity není bezpečné. Následuje obrázek rozložení redukovaného napětí pro zadávané zatížení.

## REDUKOVANÉ NAPĚTÍ – TOP výpočtové zatížení – LF = 1,000



Obr. 26 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (analýza MNA)

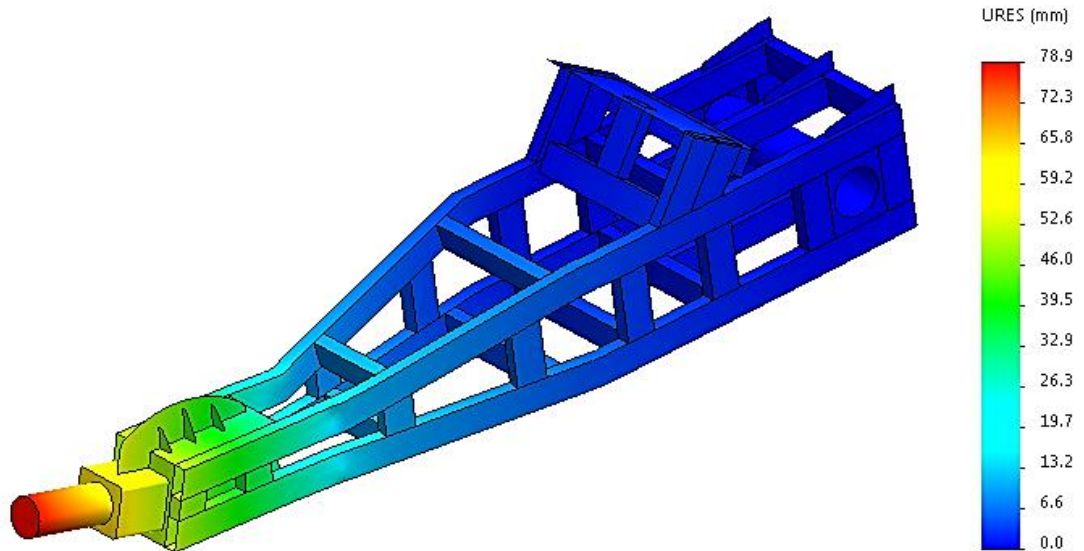


### 3.2.3 Výsledné posunutí URES

Stejně jako v případě vykreslení napětí, lze i obrázky výsledného posunutí získat pro každý výpočtový krok analýzy. Budou zde uvedeny následující dva.

#### DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ

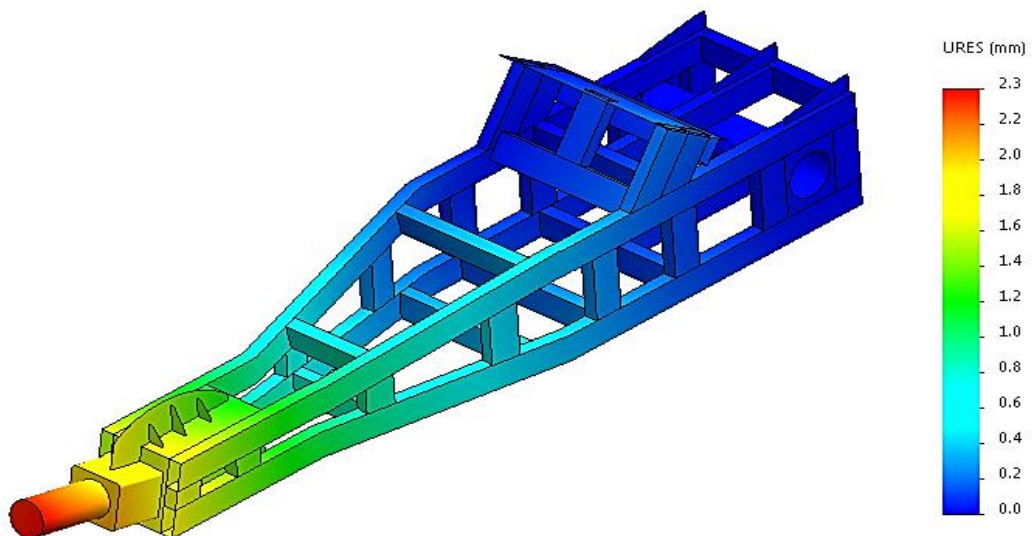
mezní stav plasticity – LF = 8,3165



Obr. 27 – Výsledné posunutí pro mezní stav plasticity

#### DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ

výpočtové zatížení – LF = 1,000



Obr. 28 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (analýza MNA)



### 3.3 Analýza GMNA

[14], [22]

Tato nelineární analýza zahrnuje jak geometrickou nelinearitu, tak i nelineární chování materiálu. Problematika nelineárního chování materiálu už byla popsána v úvodu předchozí analýzy MNA (viz kapitola 3.2.). Teď je podstatné definovat nelinearitu geometrickou. Jedná se o nelinearitu, u které se uplatní při výpočtu tzv. *velké posuvy*. U *malých posuvů* se předpokládá, že posunutí a napětí vyvolána vnějším zatížením jsou malá. To znamená, že geometrie prvků zůstává během působení zatížení beze změny. Ovšem existují případy, kdy tento stav nenastává i pro hodnoty mechanického napětí nacházejících se v oblasti hluboko pod mezí kluzu. Pak je třeba uvažovat *velké posuvy*. Důležité je poznamenat, že pojem *velké posuvy* neznamena velké deformace.

Ztráta stability se projevuje jako nelineární kolaps, který je charakteristický poklesem tuhosti konstrukce při zvětšujícím se vnějším zatížením. Tento stav je patrný z průběhu zatěžující křivky (viz obr. 29). Analýza GMNA tedy zahrnuje materiálovou a geometrickou nelinearitu. Avšak z grafu zatěžující křivky (viz obr. 29) není patrné, jakým podílem se na dosažení mezního stavu podílí plasticita a jakým podílem ztráta stability. Z hlediska provozu konstrukce je mezní stav ztráty stability více nebezpečný než mezní stav ztráty stability. Dovolené zatížení konstrukce ramene se proto určí podle následujícího vztahu (40).

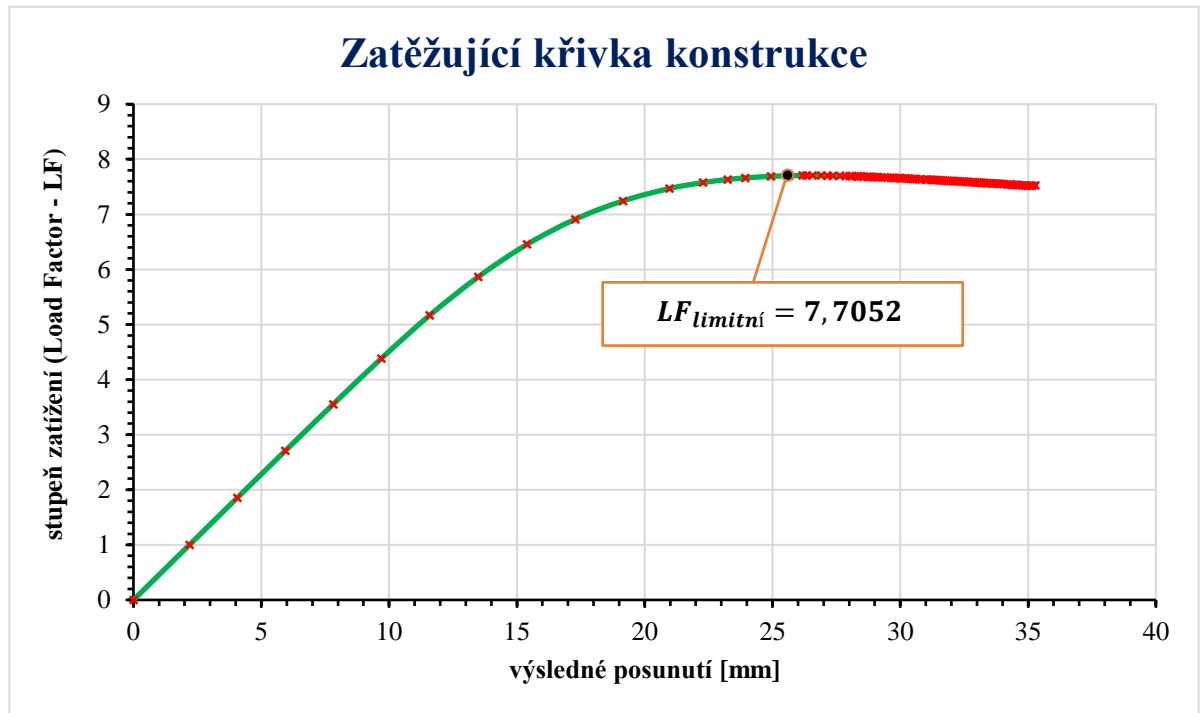
$$F_{dovolené}^{GMNA} = \frac{F_{limitní}^{GMNA}}{k_2} = \frac{F_{limitní}^{GMNA}}{2,4} \quad [N] \quad (40)$$

$k_2$  – součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu ztráty stability [22]

Problém může nastat, pokud není splněna pevnostní podmínka. Možným řešením je součtová podmínka. Základem je stanovení dovoleného zatížení analýzou MNA a GNA. Dalším úkolem je určení podílů výpočtového a dovoleného zatížení. Tímto způsobem se zjišťuje, jaký je vliv plasticity a ztráty stability. Vzájemný součet podílů musí být menší než jedna, aby byla zajištěna bezpečnost provozu konstrukce.

### 3.3.1 Zatěžující křivka

Pro vykreslení křivky byl zvolen stejný uzel jako u analýzy MNA.



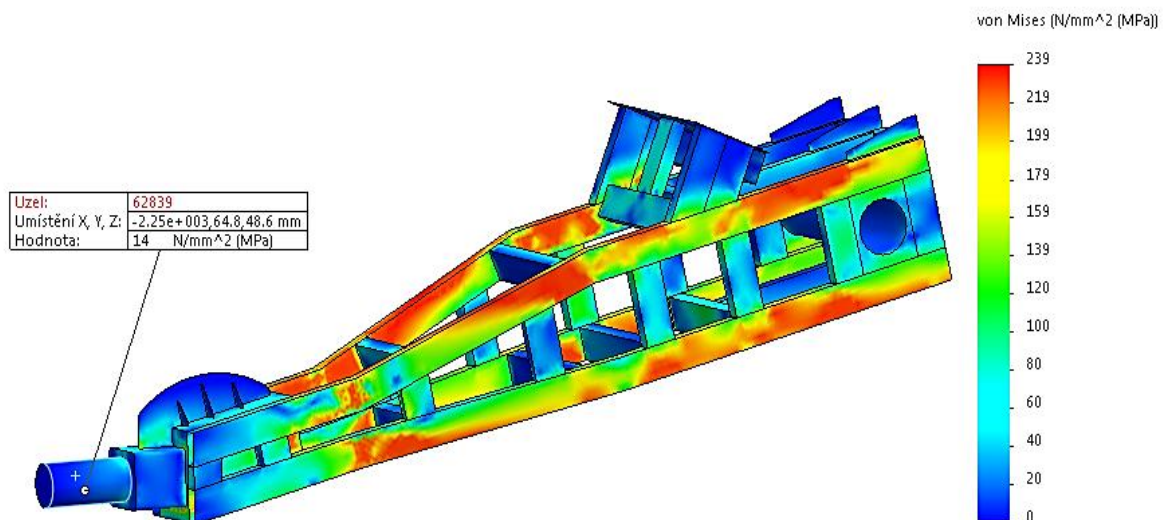
Obr. 29 – Zatěžující křivka konstrukce (analýza GMNA)

### 3.3.2 Napětí von Mises

Budou uvedeny dva obrázky rozložení napětí v konstrukci. Konkrétně pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru a následně a pro výpočtové zatížení.

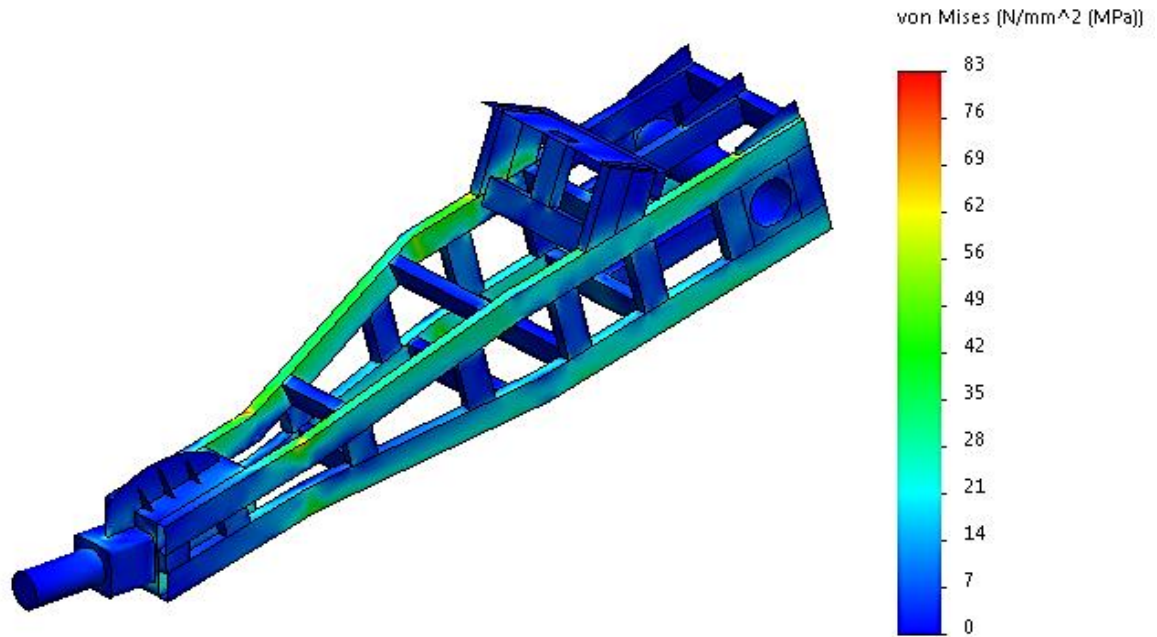
#### REDUKOVANÉ NAPĚTÍ – TOP

ztráta stability v pružně-plastickém oboru – LF = 7,7052



Obr. 30 – Rozložení napětí pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru

**REDUKOVANÉ NAPĚTÍ – TOP**  
**výpočtové zatížení – LF = 1,000**

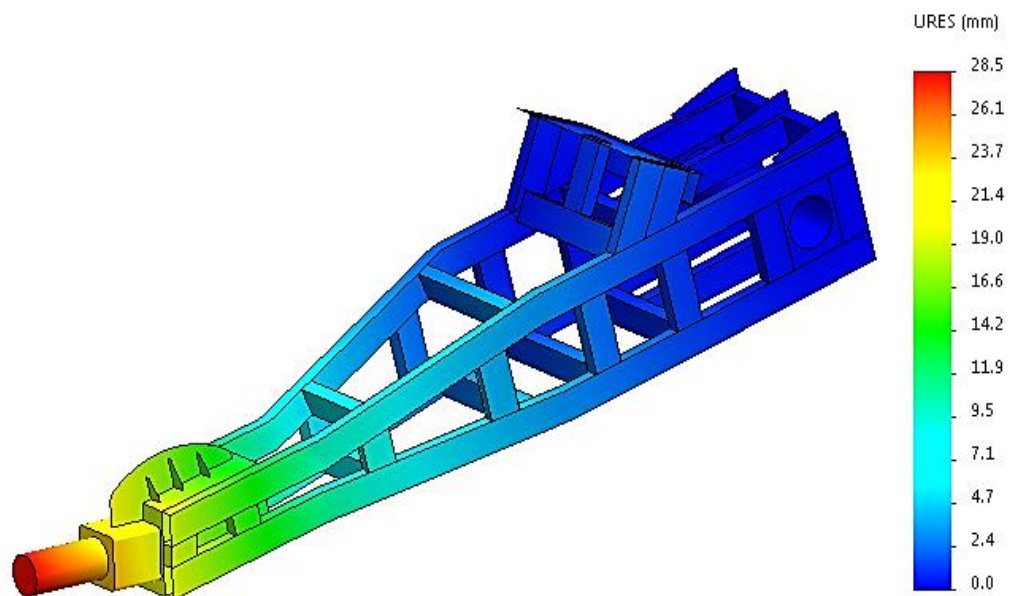


*Obr. 31 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (analýza GMNA)*

**3.3.3 Výsledné posunutí URES**

Budou uvedeny dva obrázky výsledného posunutí.

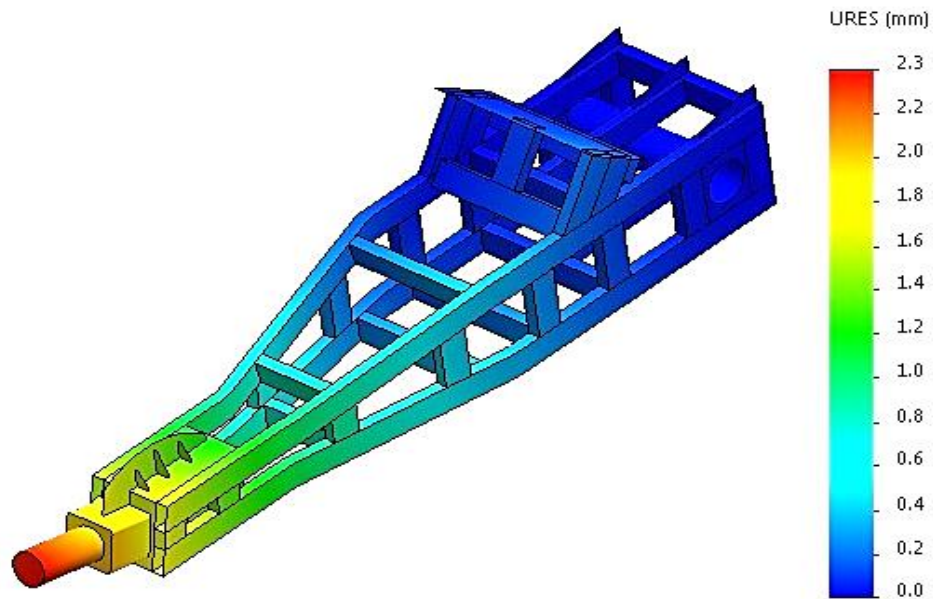
**DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ**  
**ztráta stability v pružně-plastickém oboru – LF = 7,7052**



*Obr. 32 – Výsledné posunutí pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru*

## DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ

výpočtové zatížení – LF = 1,000

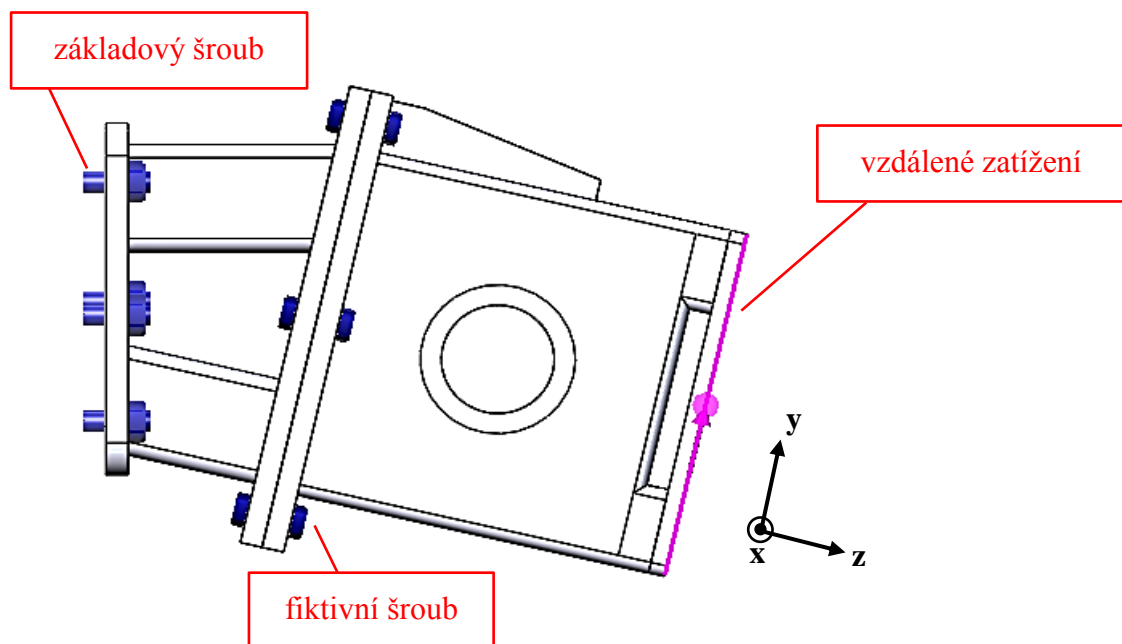


Obr. 33 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (analýza GMNA)

### 3.4 Šroubové spoje příhradové konstrukce

[17], [18], [20], [21]

Stabilizační rameno bude přes příhradovou konstrukci připevněno na rám cisternového návěsu pomocí šroubů. Je tedy nutné zkontrolovat jejich pevnost a vyhodnotit únavu.



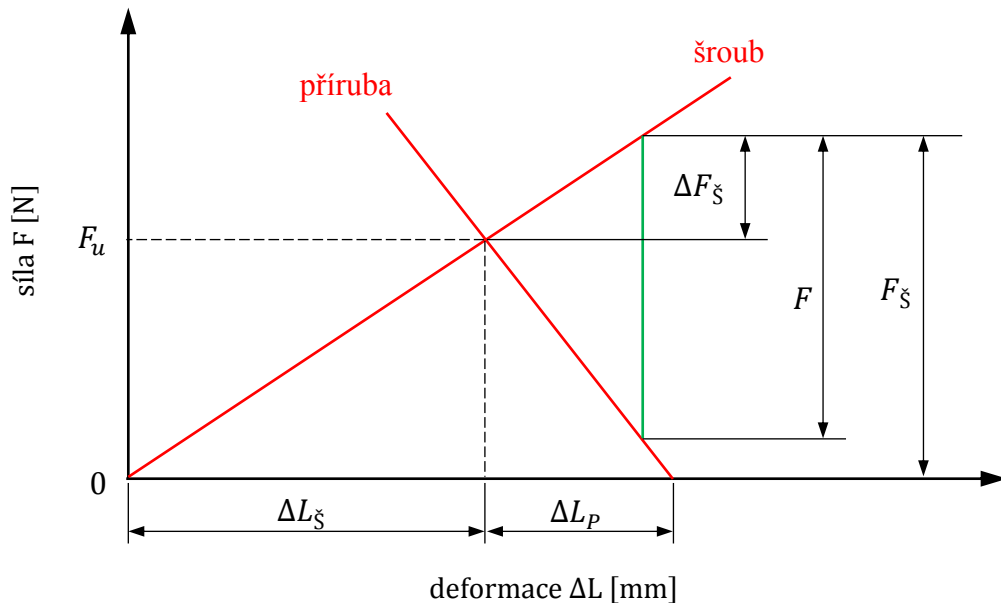
Obr. 34 – Výpočtový model příhradové konstrukce

Aby nemusela být použita celá konstrukce ramene, bylo přistoupeno k definici vzdáleného zatížení. Pro zadání bylo nutné nadefinovat nový souřadný systém. Nadefinovaný souřadný systém je vidět na předchozím obr. 34. V tomto případě vzdálené zatížení představuje kombinaci příčné síly  $T$  a ohybového momentu  $M_x$  (ohybový moment kolem osy  $x$ ).

$$T = F_{zad} = 8\,428\text{ N}$$

$$M_x = T \cdot l_{rameno} = 8\,428 \cdot 2\,358 = 19\,873\,224\text{ Nmm}$$

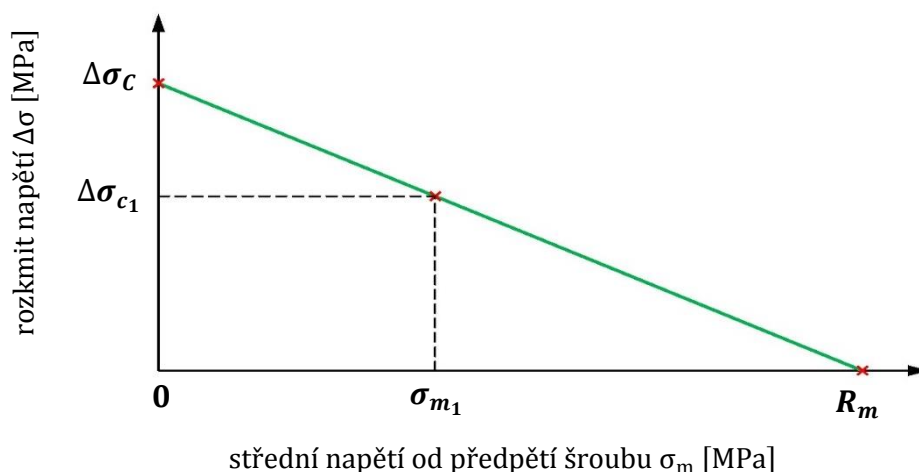
Nejdříve bylo nutné vytvořit virtuální stěnu. V tomto případě simuluje vetknutí a následně byla využita při definici základového šroubu. Použit byl i fiktivní šroub (viz obr. 34). Obě spojovací součásti byly předepnuty osovou silou  $F_u$ . Šroub je důležité předepnout především z hlediska únavy. Na dalším obr. 35, zobrazující diagram předepjatého šroubového spoje, je tato skutečnost názorně vysvětlena.



Obr. 35 – Diagram předepjatého šroubového spoje

Z předchozího obr. 35 je zřejmé, že předepnutím šroubu se snižuje velikost přírůstku síly ve šroubu  $\Delta F_\xi$ , vyvolaného zatížením  $F$ . Tato hodnota je pak výchozím parametrem pro výpočet ekvivalentního rozkmitu normálového napětí. Rozkmit je pak porovnáván s referenční únavovou pevností  $\Delta\sigma_c$ . Ovšem předepnutím je ve šroubu vyvoláno střední napětí. Následkem je snížení referenční únavové pevnosti, kterou je nutné přepočítat podle rovnice (41). Výsledný vztah vychází z Haighova diagramu (viz obr. 36).

$$\Delta\sigma_{c_1} = \Delta\sigma_c - \frac{\Delta\sigma_c}{R_m} \cdot \sigma_{m_1} \quad [MPa] \quad (41)$$

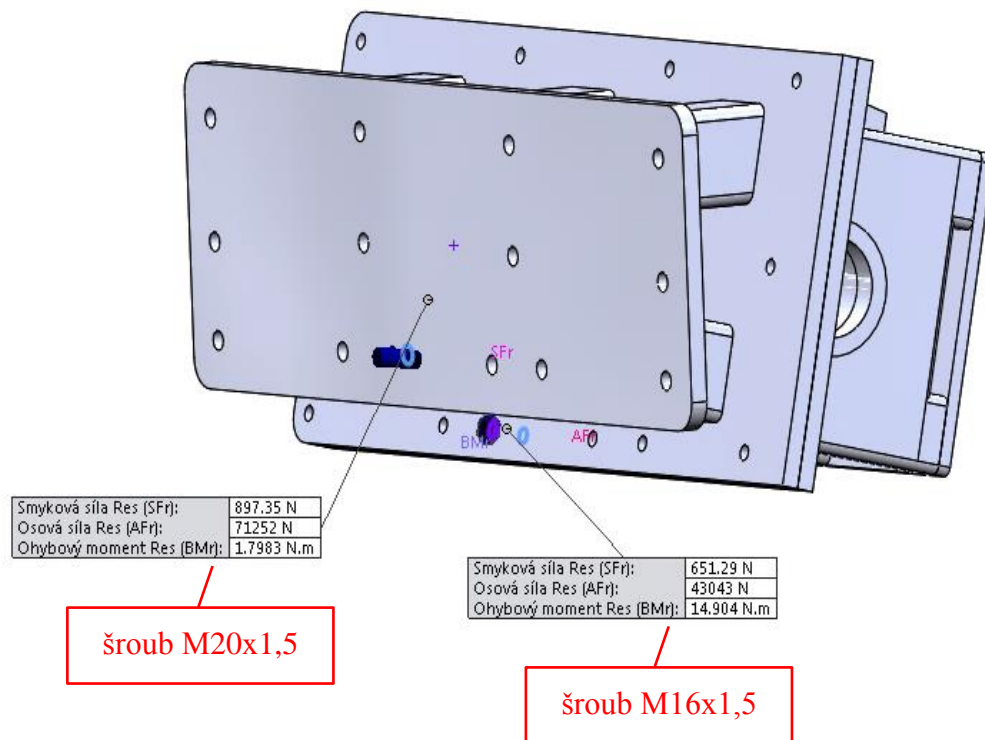


Obr. 36 – Haighův diagram pro předepjatý šroub

Na příhradové konstrukci byly původně navrhovány šrouby M12x1,5. Bohužel výsledky výpočtu pevnosti odhalily, že musí být provedena optimalizace šroubového spojení. Hodnota maximální dovolené tahové síly ve šroubu byla menší než samotná zatěžující síla. Z toho plyne, že nebyla splněna podmínka pevnosti i při zanedbání vlivu smykové síly. Následně je zcela zbytečné se zabývat podmínkou pro posouzení vysoko-cyklové únavy. Lze uvést, že z hlediska únavy je důležité šroub dostatečně předepnout. Maximální předpětí se určuje z maximální dovolené tahové síly ve šroubu podle vztahu (42), který byl převzat z normy ČSN EN 1993-1-8.

$$F_{D_u} = 0,7 \cdot F_{D_{tah}} \quad [N] \quad (42)$$

I v případě maximálního předepnutí nabývala zbytková síla ve šroubu příliš velké hodnoty. Proto nemohla být splněna podmínka vysoko-cyklové únavy pro  $2 \cdot 10^6$  cyklu. Musely být použity šrouby M16x1,5 pro méně zatížený šroubový spoj a šrouby M20x1,5 pro více zatížený šroubový spoj (viz obr. 37)



Obr. 37 – Nejvíce namáhané šrouby příhradové konstrukce

Nejvíce namáhané šrouby se vyskytují ve spodní části příhradové konstrukce (viz obr. 37). Byly použity šrouby pevnostní třídy 8.8. Kontrola pevnosti byla provedena podle normy ČSN EN 1993-1-8 a hodnocení únavy bylo podle normy ČSN EN 1993-1-9.

### 3.4.1 Kontrola pevnosti a únavy šroubu M16x1,5

Tab. 4 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M16x1,5

NÁZEV VELIČINY	OZNAČENÍ	VELIKOST
Mez pevnosti	$R_m$	800 MPa
Osová síla ve šroubu	$F_{\check{s}tah}$	43 043 N
Smyková síla ve šroubu	$F_{\check{s}smyk}$	651,29 N
Výpočtový průměr šroubu	$d_v$	14,593 mm
Použité předpětí šroubu	$F_u$	41 115 N
Dílčí součinitel únosnosti šroubů	$\gamma_{m_2}$	1,25
Referenční únavová pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklu	$\Delta\sigma_C$	50 MPa
Dílčí součinitel únavového zatížení	$\gamma_{F_f}$	1,00
Dílčí součinitel únavové pevnosti	$\gamma_{M_f}$	1,15

Výpočtová plocha šroubu M16x1,5

$$A_{\xi} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14,593^2}{4} = 167,3 \text{ mm}^2$$

Maximální dovolená tahová síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{tah}} = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 167,3}{1,25} = 96\,364,8 \text{ N}$$

Maximální dovolená smyková síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{smyk}} = \frac{0,6 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 167,3}{1,25} = 64\,243,2 \text{ N}$$

Maximální dovolené předpětí šroubu

$$F_{D_u} = 0,7 \cdot F_{D_{tah}} = 0,7 \cdot 96\,364,8 = 67\,455,4 \text{ N}$$

Podmínka předepnutí šroubu

$$F_u \leq F_{D_u} \quad (43)$$

$$41\,115 \text{ N} \leq 67\,455,4 \text{ N} \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Pevnostní podmínka pro kombinaci namáhání tahem a smykem

$$\frac{F_{\xi_{tah}}}{F_{D_{tah}}} + \frac{F_{\xi_{smyk}}}{1,4 \cdot F_{D_{smyk}}} \leq 1 \quad (44)$$

$$\frac{43\,043}{96\,364,8} + \frac{651,29}{1,4 \cdot 64\,243,2} = 0,454 \leq 1 \Rightarrow \text{pevnostně vyhovuje}$$

Zbytková síla ve šroubu

$$\Delta F_{\xi} = F_{\xi_{tah}} - F_u = 43\,043 - 41\,115 = 1\,928 \text{ N}$$

Střední napětí od předpětí šroubu

$$\sigma_{m_1} = \frac{F_u}{A_{\xi}} = \frac{41\,115}{167,3} = 245,8 \text{ MPa}$$

Korigovaná referenční únavová pevnost pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů podle vztahu (41)

$$\Delta \sigma_{c_1} = \Delta \sigma_c - \frac{\Delta \sigma_c}{R_m} \cdot \sigma_{m_1} = 50 - \frac{50}{800} \cdot 245,8 = 34,6 \text{ MPa}$$



Ekvivalentní rozkmit normálového napětí

$$\Delta\sigma = \frac{F_{\xi}}{A_{\xi}} = \frac{1\,928}{167,3} = 11,52 \text{ MPa}$$

Posouzení na vysoko-cyklovou únavu

$$\frac{\gamma_{F_f} \cdot \Delta\sigma \cdot \gamma_{M_f}}{\Delta\sigma_{c_1}} \leq 1 \quad (45)$$

$$\frac{1,00 \cdot 11,52 \cdot 1,15}{34,6} = 0,383 < 1 \Rightarrow \text{vyhovuje z hlediska únavy pro } 2 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

### 3.4.2 Kontrola pevnosti a únavy šroubu M20x1,5

Tab. 5 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M20x1,5

NÁZEV VELIČINY	OZNAČENÍ	VELIKOST
Mez pevnosti	$R_m$	800 MPa
Osová síla ve šroubu	$F_{\xi_{tah}}$	71 252 N
Smyková síla ve šroubu	$F_{\xi_{smyk}}$	897,5 N
Výpočtový průměr šroubu	$d_v$	18,593 mm
Dílčí součinitel únosnosti šroubů	$\gamma_{m_2}$	1,25
Použité předpětí šroubu	$F_u$	70 000 N
Referenční únavová pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklu	$\Delta\sigma_C$	50 MPa
Dílčí součinitel únavového zatížení	$\gamma_{F_f}$	1,00
Dílčí součinitel únavové pevnosti	$\gamma_{M_f}$	1,15

Výpočtová plocha šroubu M20x1,5

$$A_{\xi} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18,593^2}{4} = 271,5 \text{ mm}^2$$

Maximální dovolená tahová síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{tah}} = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 271,5}{1,25} = 156\,384 \text{ N}$$

Maximální dovolená smyková síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{smyk}} = \frac{0,6 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 271,5}{1,25} = 104\,256 \text{ N}$$

Maximální dovolené předpětí šroubu

$$F_{D_u} = 0,7 \cdot F_{D_{tah}} = 0,7 \cdot 156\,384 = 109\,469\,N$$

Podmínka předepnutí šroubu podle vztahu (43)

$$F_u \leq F_{D_u}$$

$$70\,000\,N \leq 109\,469\,N \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Pevnostní podmínka pro kombinaci namáhání tahem a smykem podle vztahu (44)

$$\frac{F_{\xi_{tah}}}{F_{D_{tah}}} + \frac{F_{\xi_{smyk}}}{1,4 \cdot F_{D_{smyk}}} \leq 1$$

$$\frac{71\,252}{156\,384} + \frac{897,5}{1,4 \cdot 104\,256} = 0,462 \leq 1 \Rightarrow \text{pevnostně vyhovuje}$$

Zbytková síla ve šroubu

$$\Delta F_{\xi} = F_{\xi_{tah}} - F_u = 71\,252 - 70\,000 = 1\,252\,N$$

Ekvivalentní rozkmit normálového napětí

$$\Delta \sigma = \frac{F_{\xi}}{A_{\xi}} = \frac{1\,252}{271,5} = 4,61\,MPa$$

Střední napětí od předpětí šroubu

$$\sigma_{m_1} = \frac{F_u}{A_{\xi}} = \frac{70\,000}{271,5} = 257,8\,MPa$$

Korigovaná referenční únavová pevnost pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů podle vztahu (41)

$$\Delta \sigma_{c_1} = \Delta \sigma_c - \frac{\Delta \sigma_c}{R_m} \cdot \sigma_{m_1} = 50 - \frac{50}{800} \cdot 257,8 = 33,9\,MPa$$

Posouzení na vysoko-cyklovou únavu podle vztahu (45)

$$\frac{\gamma_{F_f} \cdot \Delta \sigma \cdot \gamma_{M_f}}{\Delta \sigma_{D_1}} \leq 1$$

$$\frac{1,00 \cdot 4,61 \cdot 1,15}{33,9} = 0,156 < 1 \Rightarrow \text{vyhovuje z hlediska únavy pro } 2 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

### 3.5 Vyhodnocení výsledků

Hodnocení začne rozborem jednotlivých obrázků rozložení napětí a výsledného posunutí pomocného ramene. Obr. 25 popisuje rozložení mechanického napětí pro stav, který je charakterizován jako mezní stav plasticity. Zatímco obr. 30 zobrazuje rozložení napětí pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru. Červenou barvou jsou zobrazeny oblasti, kde dochází k nejvýraznějším projevům plastické deformace. Celý průřez ramene je v těchto místech plně zplastizován. Obr. 26 a 31 ukazuje rozložení napětí v konstrukci pro hodnotu výpočtového zatížení.

Nyní budou rozebrány obrázky ukazující výsledné posunutí. Obr. 27 zobrazuje posuny pro mezní stav plasticity a obr. 32 pro ztrátu stability v pružně-plastickém oboru. V obou případech dochází k vyboulení v místě zlomu konstrukce ramene. Tento stav by byl více rozpoznatelný, pokud by se při definici vykreslování výsledného posunutí zvětšilo měřítko deformace. Obr. 28 a 33 popisuje posuny pro hodnotu výpočtového zatížení. Zde k žádnému vyboulení konstrukce nedochází.

Další část hodnocení se bude zabývat výsledným limitním zatížením. Jakmile zatížení čepu ramene nabyde této hodnoty, v konstrukci je dosažen mezní stav plasticity (analýza MNA) nebo mezní stav ztráty stability v pružně-plastickém oboru (analýza GMNA). V tomto okamžiku konstrukce ztrácí svoji pevnost. Na obr. 24 a 29 je zobrazeno, v které části nelineární odezvy je tento stav dosažen. Limitní zatížení se určí podle následujícího vzorce (46).

$$F_{limitní} = F_{zad} \cdot LF_{limitní} \quad [N] \quad (46)$$

Pro hodnocení pevnosti konstrukce je důležité znát hodnotu dovoleného zatížení. Dovolené zatížení bylo stanoveno podle vztahu (39) pro mezní stav plasticity a podle vztahu (40) pro mezní stav ztráty stability v pružně-plastickém oboru.

Tab. 6 – Limitní a dovolené zatížení původní koncepce ramene

	<b>F<sub>zad</sub> [N]</b>	<b>LF<sub>limitní</sub></b>	<b>F<sub>limitní</sub> [N]</b>	<b>F<sub>dovolené</sub> [N]</b>
<b>analýza MNA</b>	8 428	8,3165	70 091	<b>46 727</b>
<b>analýza GMNA</b>	8 428	7,7052	64 939	<b>27 058</b>

U konstrukce se během zatěžování projevuje mezní stav ztráty stability v pružně-plastickém oboru. Důkazem je průběh zatěžující křivky (viz obr. 29). Na základě této skutečnosti je dovolené zatížení konstrukce rovno nižší hodnotě uvedené v tab. 6.

$$F_{dovolené} = F_{dovolené}^{GMNA} = 27\ 058\ N$$

Poslední část hodnocení se bude zabývat kontrolou pevnosti a únavy použitých šroubů na příhradové konstrukci. Šrouby jsou namáhány tahovou silou, smykovou silou a ohybovým momentem. Pevnostní podmínka byla vypočtena pro kombinaci tahové a smykové síly. Únavová podmínka vychází z výpočtu ekvivalentního rozkmitu normálových napětí a jeho porovnáním s korigovaným rozkmitem pro daný počet cyklů. Oba zvolené šrouby splňují pevnostní podmínku pro danou kombinaci namáhání. Dále šrouby splňují i únavovou podmínku namáhání pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů.

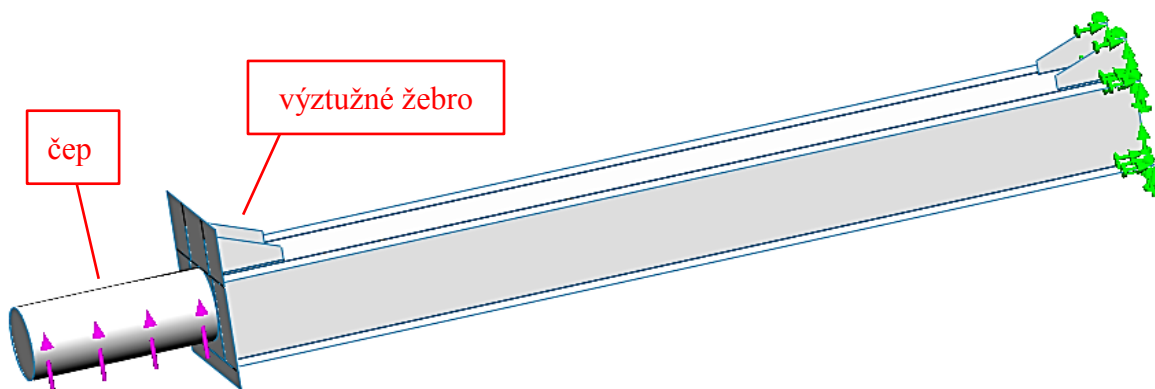
## 4 ANALÝZA PEVNOSTI A ÚNAVY NAVRHOVANÉHO ŘEŠENÍ

Nový konstrukční návrh ramene bude představovat jednoduchou svařovanou konstrukci. Návrh koncepce vychází z konstrukčního provedení, které lze vidět na obr. 3 a 4. Oproti původnímu provedení ramene má nová konstrukce zásadní výhodu, která spočívá v jednoduchosti výroby. Týká se to jak jednotlivých polotovarů, tak i svařových spojů z hlediska přístupnosti. Nenáročnou výrobou se samozřejmě snižuje výrobní cena celé konstrukce. Mezi další výhodu je řazena nízká hmotnost. Původní rameno je svařeno z velkého množství obdélníkových profilů a dalších částí. Proto je jeho hmotnost až desetkrát větší než hmotnost nové konstrukce. Tato skutečnost se nejvíce projevuje při samotné manipulaci, převozu a upevňování ramene před zkouškami jízdní stability. Výkresy navrhovaného provedení jsou uvedeny v přílohách práce.

### 4.1 Definice analýzy pevnosti

[10], [11]

Nejdříve bylo nutné vytvořit model navrhovaného řešení pomocí modelovacího programu Solidworks s využitím modelování pomocí povrchů a rozdělovacích křivek. Vytvořený model je zobrazen na následujícím obr. 38.

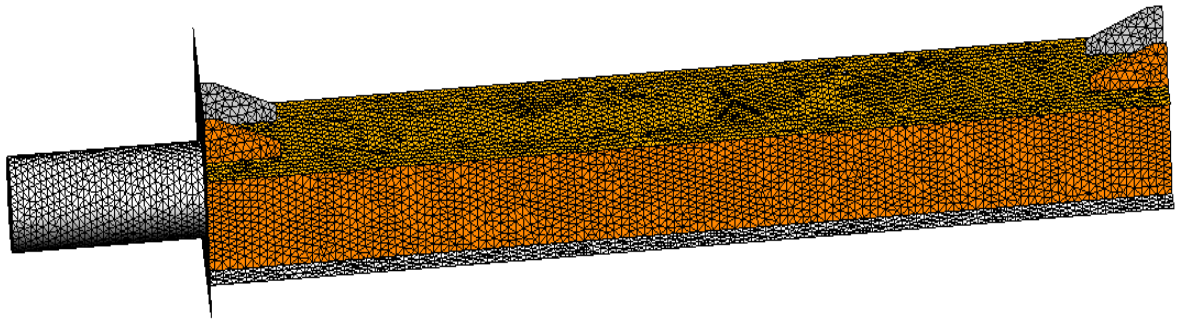


Obr. 38 – Model navrhovaného ramene

Postup definování analýzy je stejný jako u předchozího provedení ramene. Aby mohly být porovnávány výsledky pevnostních analýz použitého provedení a nově navrhovaného, byly zvoleny stejné konstrukční materiály jako ve třetí kapitole (viz tab. 3). Dále byly definovány tloušťky skořepin pomocí vybraných ploch. Tímto postupem se do výpočtu přiřazují tloušťky modelu.

Na obr. 38 je možné vidět jednotlivé části navrhovaného řešení (čep, výztužná žebra). I v tomto případě byly zohledněny výrobní úchytky polotovarů. Jejich hodnoty byly převzaty z internetových stránek [10], [11].

Pak bylo nutné opět předepsat dostatečný počet okrajových podmínek. Byla použita fixní geometrie (viz obr. 38). Dále navazuje definice vnějšího zatížení ramene. Pro možnost porovnání obou koncepcí byla zadána stejná velikost vnějšího zatížení. V poslední fázi definice analýzy byla vytvořena síť modelu. I v tomto případě byla síť vytvořena pomocí skořepinových elementů SHELL. Síť byla vytvořena na základě zakřivení modelu a obsahuje 21 218 elementů (viz obr. 37). Takové množství elementů je více než dostatečné pro získání odpovídajících výsledků.



Obr. 39 – Síť modelu navrhovaného ramene

Před začátkem výpočtu nelineárních analýz bylo nutné zkontrolovat, jestli došlo ve všech spojích modelu ke spojení mezi uzly sousedních elementů sítě. Z tohoto důvodu byla použita statická lineární analýza. Protože nebyla zjištěna žádná numerická chyba týkající se výpočtové sítě modelu, mohlo být přistoupeno k výpočtu nelineárních analýz.

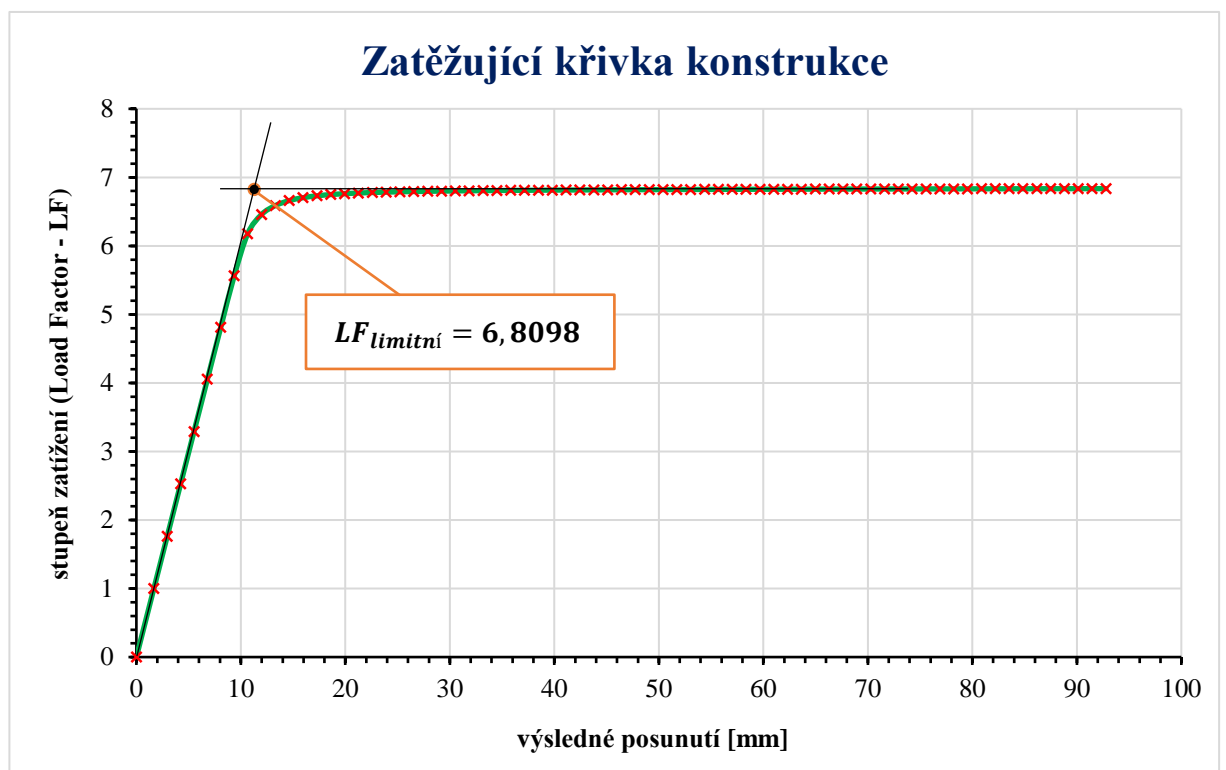
U navrhovaného provedení ramene byly provedeny dvě pevnostní analýzy stejně jako u dříve zkoumané konstrukce. Jedná se o nelineární analýzu MNA a GMNA. Před zobrazením výsledků je nutné zdůraznit, že limitní zatížení stanovené analýzou MNA se shoduje s limitním zatížením stanoveným analýzou GMNA. Při zatěžování konstrukce se tedy projevuje pouze mezní stav plasticity (vznik plastického kloubu) a ke ztrátě stability v pružně-plastickém oboru vůbec nedochází. Důkazem je průběh zatěžovací křivky konstrukce (viz obr. 40). Z tohoto důvodu budou pouze uvedeny výsledky analýzy MNA.

## 4.2 Analýza MNA

Na následujících stránkách budou zobrazeny výsledky analýzy MNA. Do výsledků je zařazena zatěžující křivka, a dále rozložení napětí von Mises a výsledné posunutí pro dva výpočtové kroky analýzy.

### 4.2.1 Zatěžující křivka

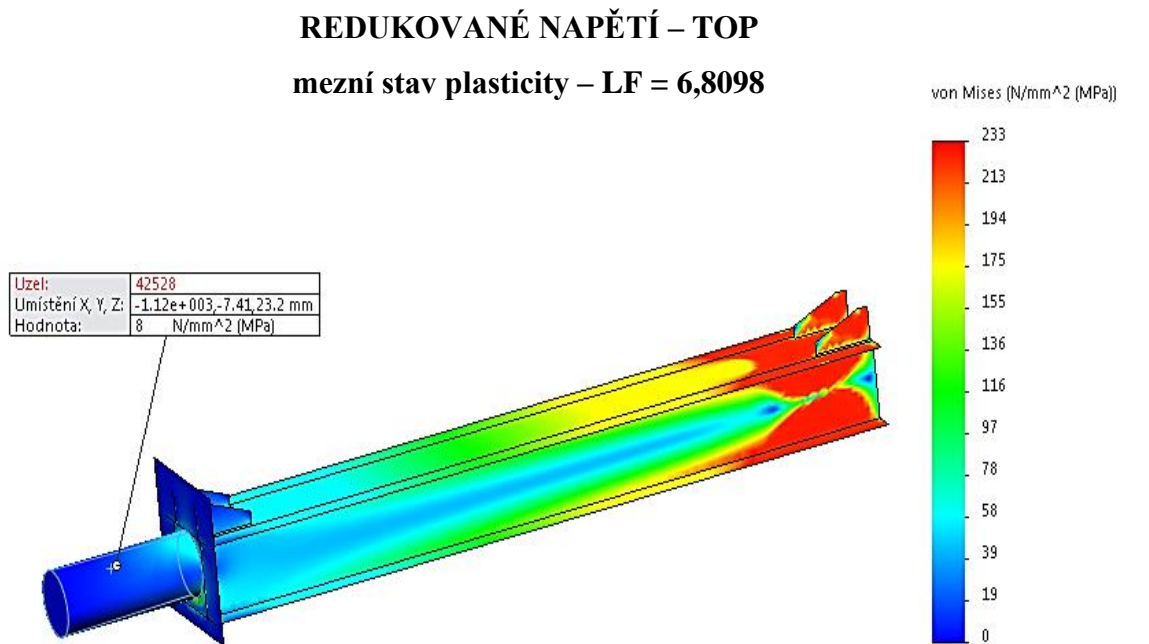
Pro vykreslení zatěžující křivky byl zvolen uzel 42 528, jehož poloha je vidět na obr. 41. Limitní stupeň zatížení byl opět stanoven jako průsečík tečen k elastické a plastické části zatěžující křivky konstrukce (viz obr. 40). Se zvyšujícím zatížením dochází k postupnému proplastizování průřezu konstrukce a vzniku plastického kloubu.



Obr. 40 – Zatěžující křivka (návrh ramene)

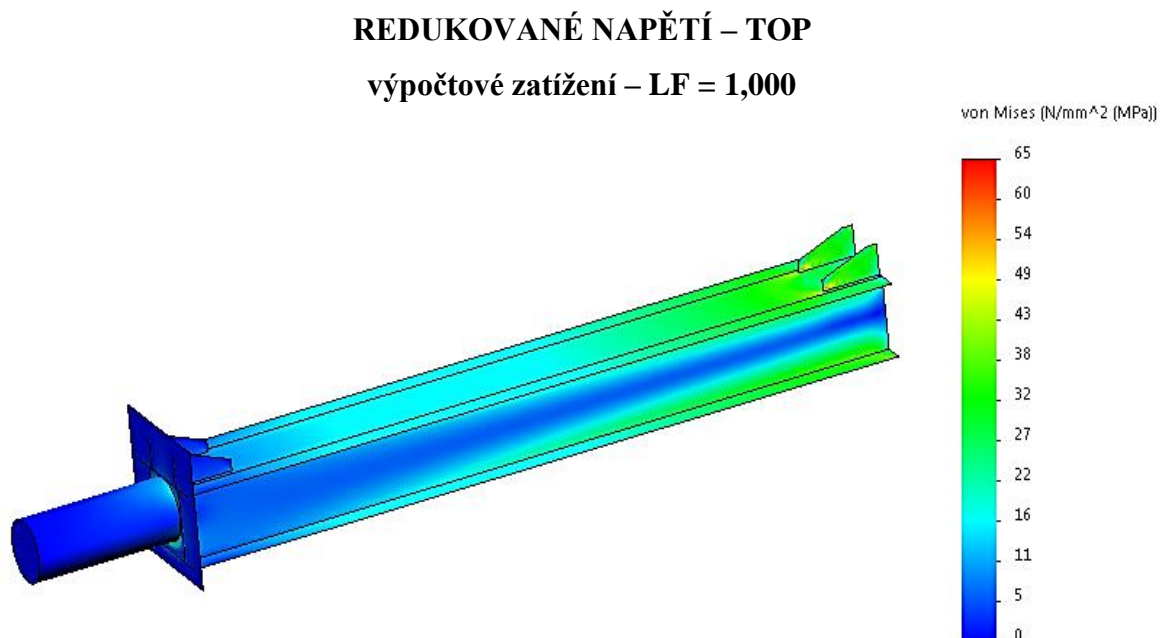
## 4.2.2 Napětí von Mises

Nejdříve je uveden obrázek ukazující rozložení napětí pro mezní stav plasticity.



Obr. 41 – Rozložení napětí pro mezní stav plasticity (návrh ramene)

Následuje obrázek rozložení napětí pro zadávané zatížení.



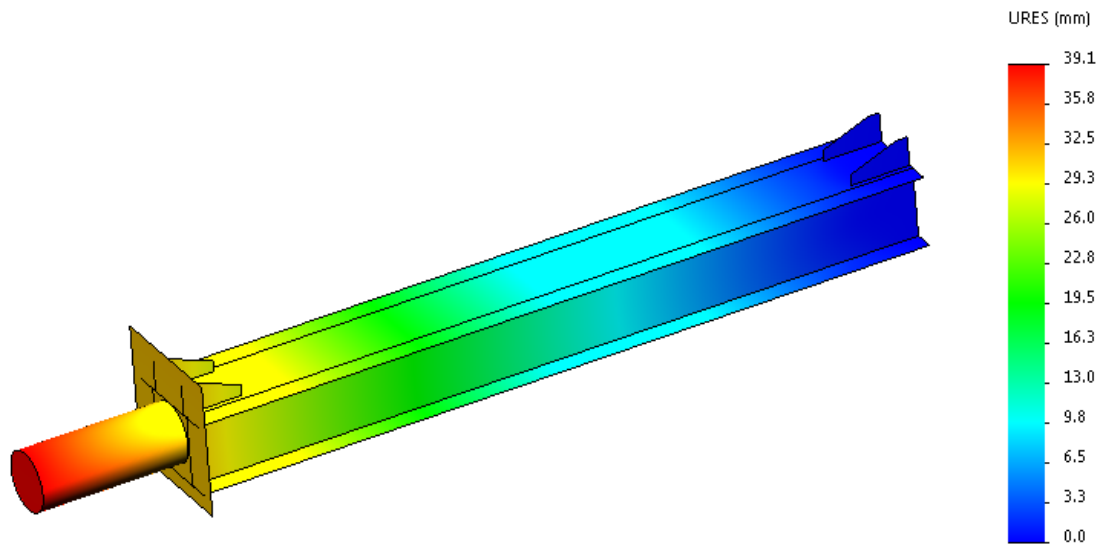
Obr. 42 – Rozložení napětí pro výpočtové zatížení (návrh ramene)



### 4.2.3 Výsledné posunutí URES

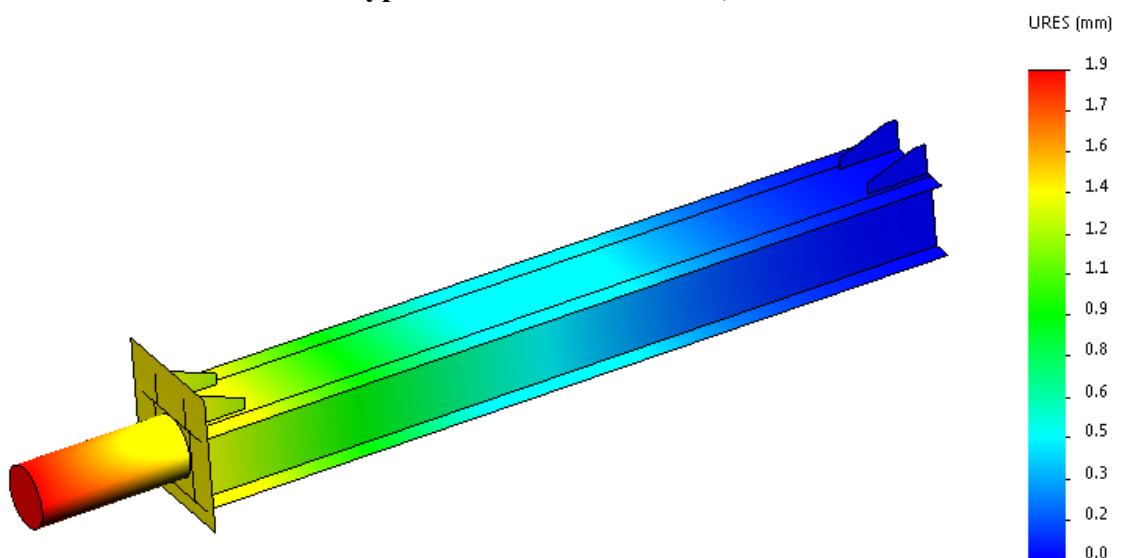
Budou uvedeny dva obrázky výsledného posunutí. Výsledné posunutí odpovídající meznímu stavu plasticity a výsledné posunutí odpovídající výpočtovému zatížení.

#### DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ mezní stav plasticity – LF = 6,8098



Obr. 43 – Výsledné posunutí pro mezní stav plasticity (návrh ramene)

#### DEFORMACE – VÝSLEDNÉ POSUNUTÍ výpočtové zatížení – LF = 1,000

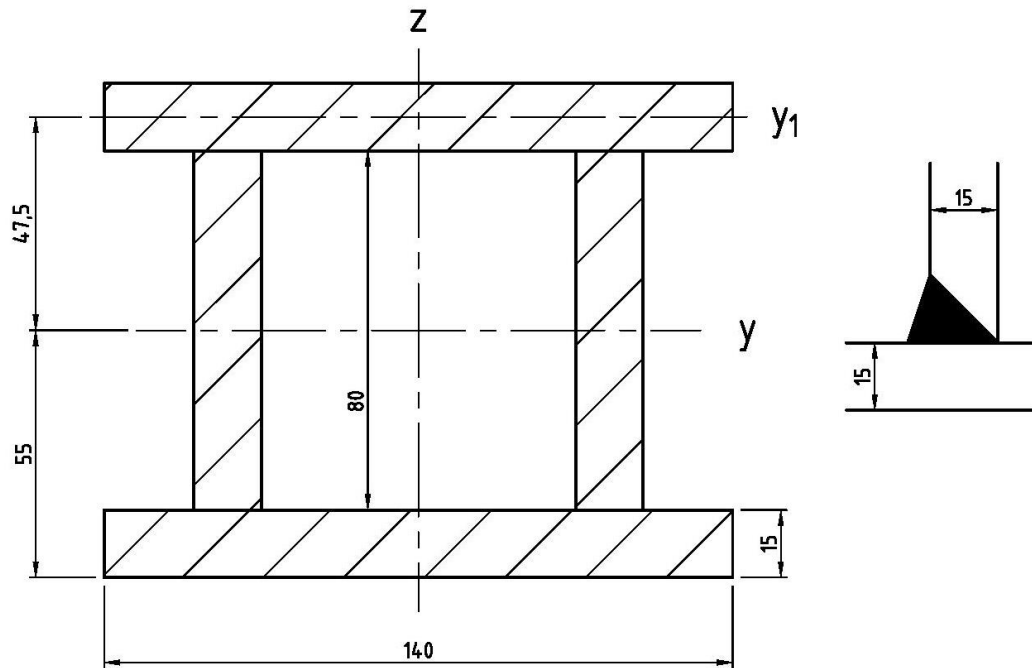


Obr. 44 – Výsledné posunutí pro výpočtové zatížení (návrh ramene)

### 4.3 Svarový spoj ramene a příhradové konstrukce

[21], [22]

Navrhované rameno bude na příhradovou konstrukci navařeno. Rameno je při určitém zjednodušení jednostranně vetknutý nosník. Napětí bude dosahovat největších hodnot v místě vetknutí, tedy v oblasti svarového spoje. Je nutná kontrola pevnosti a únavy. Navrhovaný svar je vidět na následujícím obr. 45.



Obr. 45 – Navrhovaný svarový spoj

Jedná o kombinaci  $\frac{1}{2}$  V svaru s plným průvarem a koutového svaru. Na obr. 45 je celková plocha svaru naznačena šrafováním. Svar bude namáhán kombinací příčné síly a ohybového momentu. Vliv příčné síly nebude uvažován, protože její velikost je vůči ohybovému momentu zanedbatelná.

Kvadratický moment k posunuté ose  $y_1$

$$I_{oy_1} = \frac{1}{12} \cdot 140 \cdot 15^3 + 140 \cdot 15 \cdot 47,5^2 = 4\,777\,500 \text{ mm}^4$$

Celkový kvadratický moment průřezu svaru v ohybu k centrální ose  $y$

$$I_o = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 15 \cdot 80^3 + 2 \cdot I_{oy_1}$$

$$I_o = 1\,280\,000 + 2 \cdot 4\,777\,500 = 10\,835\,000 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu svaru v ohybu

$$W_o = \frac{I_o}{z_{max}} = \frac{10\,835\,000}{55} = 197\,000 \text{ mm}^3$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{zad} \cdot l_{návrh}}{W_o} = \frac{8\,428 \cdot 1\,215}{197\,000} = 52 \text{ MPa}$$

Dovolené normálové napětí

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \cdot \varphi = \frac{235}{1,5} \cdot 0,7 = 109,7 \text{ MPa}$$

$k$  – součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu [22]

$\varphi$  – součinitel svarového spoje [22]

Podmínka pevnosti svarového spoje

$$\sigma_{o_{max}} \leq \sigma_D \quad (47)$$

$52 \text{ MPa} \leq 109,7 \text{ MPa} \Rightarrow$  **vyhovuje z hlediska pevnosti**

Referenční únavová pevnost podle normy ČSN EN 1993-1-9 pro  $2 \cdot 10^6$  cyklu

$$\Delta\sigma_c = 80 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní rozkmit normálového napětí

$$\Delta\sigma = \sigma_{o_{max}} = 52 \text{ MPa}$$

Posouzení na vysoko-cyklovou únavu

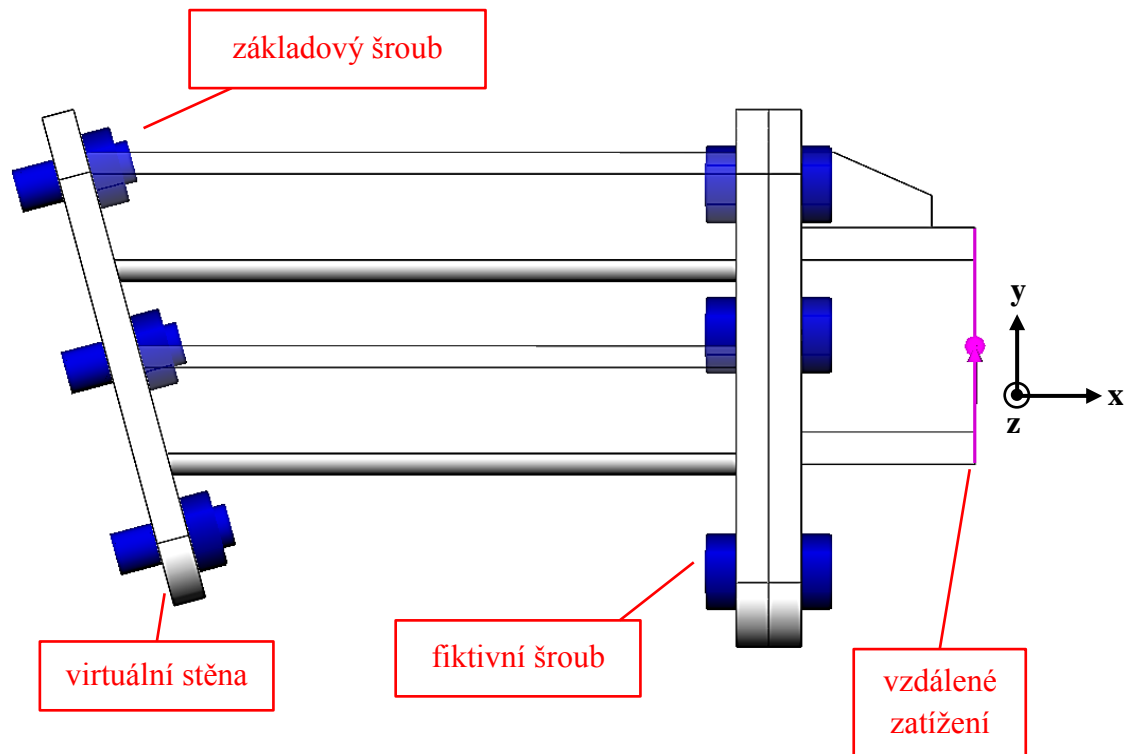
$$\frac{\gamma_{F_f} \cdot \Delta\sigma \cdot \gamma_{M_f}}{\Delta\sigma_c} \leq 1 \quad (48)$$

$$\frac{1,00 \cdot 52 \cdot 1,15}{80} = 0,748 < 1 \Rightarrow \text{vyhovuje z hlediska únavy pro } 2 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

## 4.4 Šroubové spoje navrhované příhradové konstrukce

[17], [18], [20], [21]

Výkresy navrhované příhradové konstrukce jsou uvedeny v přílohách práce



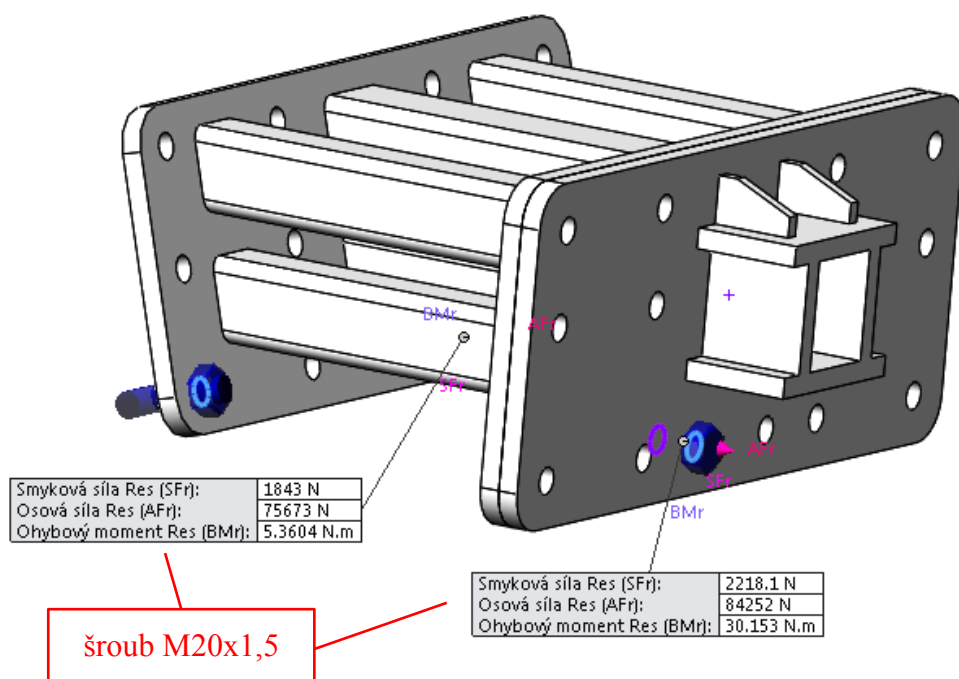
Obr. 46 – Výpočtový model navrhované příhradové konstrukce

Stejným způsobem jako u hodnocení šroubových spojů původní příhradové konstrukce bylo přistoupeno k definici vzdáleného zatížení. Bylo tedy nutné opět definovat nový souřadný systém. Nadefinovaný souřadný systém je vidět na předchozím obr. 46. Vzdálené zatížení je opět kombinací příčné síly  $T$  a ohybového momentu  $M_z$  (ohybový moment kolem osy  $z$ ).

$$T = F_{zad} = 8\,428\, N$$

$$M_z = T \cdot l_{navrh} = 8\,428 \cdot 1215 = 10\,240\,020\, Nmm$$

Pro zadání šroubu byl obdobně využit tzv. fiktivní šroub a základový šroub (viz obr. 46). Kontrola pevnosti byla opět provedena podle normy ČSN EN 1993-1-8 a kontrola únavy podle normy ČSN EN 1993-1-9.



Obr. 47 – Nejvíce namáhané šrouby navrhované příhradové konstrukce

Nejvíce namáhané šrouby se i v tomto případě vyskytují ve spodní části příhradové konstrukce. Opět byly použity šrouby třídy 8.8. Kontrola pevnosti a únavy byla provedena pouze pro více namáhaný šroub (viz obr. 47).

Tab. 7 – Veličiny pro kontrolu pevnosti a únavy šroubu M20x1,5 (návrh)

NÁZEV VELIČINY	OZNAČENÍ	VELIKOST
Mez pevnosti	$R_m$	800 MPa
Osová síla ve šroubu	$F_{\check{s}tah}$	84 252 N
Smyková síla ve šroubu	$F_{\check{s}smyk}$	2 218 N
Výpočtový průměr šroubu	$d_v$	18,593 mm
Dílčí součinitel únosnosti šroubů	$\gamma_{m_2}$	1,25
Použité předpětí šroubu	$F_u$	80 000 N
Referenční únavová pevnost pro $2 \cdot 10^6$ cyklu	$\Delta\sigma_C$	50 MPa
Dílčí součinitel únavového zatížení	$\gamma_{F_f}$	1,00
Dílčí součinitel únavové pevnosti	$\gamma_{M_f}$	1,15

Výpočtová plocha šroubu M20x1,5

$$A_{\xi} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18,593^2}{4} = 271,5 \text{ mm}^2$$

Maximální dovolená tahová síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{tah}} = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 271,5}{1,25} = 156\,384 \text{ N}$$

Maximální dovolená smyková síla ve šroubu s válcovaným závitem

$$F_{D_{smyk}} = \frac{0,6 \cdot R_m \cdot A_{\xi}}{\gamma_{m_2}} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 271,5}{1,25} = 104\,256 \text{ N}$$

Maximální dovolené předpětí šroubu

$$F_{D_u} = 0,7 \cdot F_{D_{tah}} = 0,7 \cdot 156\,384 = 109\,469 \text{ N}$$

Podmínka předepnutí šroubu podle vztahu (43)

$$F_u \leq F_{D_u}$$

$$80\,000 \text{ N} \leq 109\,469 \text{ N} \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Pevnostní podmínka pro kombinaci namáhání tahem a smykem podle vztahu (44)

$$\frac{F_{\xi_{tah}}}{F_{D_{tah}}} + \frac{F_{\xi_{smyk}}}{1,4 \cdot F_{D_{smyk}}} \leq 1$$

$$\frac{84\,252}{156\,384} + \frac{2\,218}{1,4 \cdot 104\,256} = 0,554 \leq 1 \Rightarrow \text{pevnostně vyhovuje}$$

Zbytková síla ve šroubu

$$\Delta F_{\xi} = F_{\xi_{tah}} - F_u = 84\,252 - 80\,000 = 4\,252 \text{ N}$$

Ekvivalentní rozkmit normálového napětí

$$\Delta \sigma = \frac{F_{\xi}}{A_{\xi}} = \frac{4\,252}{271,5} = 15,66 \text{ MPa}$$

Střední napětí od předpětí šroubu

$$\sigma_{m_1} = \frac{F_u}{A_{\xi}} = \frac{80\,000}{271,5} = 294,7 \text{ MPa}$$

Korigovaná referenční únavová pevnost pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů podle vztahu (41)

$$\Delta\sigma_{c_1} = \Delta\sigma_c - \frac{\Delta\sigma_c}{R_m} \cdot \sigma_{m_1} = 50 - \frac{50}{800} \cdot 294,7 = 31,6 \text{ MPa}$$

Posouzení na vysoko-cyklovou únavu podle vztahu (45)

$$\frac{\gamma_{F_f} \cdot \Delta\sigma \cdot \gamma_{M_f}}{\Delta\sigma_{c_1}} \leq 1$$

$$\frac{1,00 \cdot 15,66 \cdot 1,15}{31,6} = 0,570 < 1 \Rightarrow \text{vyhovuje z hlediska únavy pro } 2 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

## 4.5 Vyhodnocení výsledků

Celkové zhodnocení výsledků pevnostních analýz začne rozbořem obrázků rozložení napětí a výsledného posunutí konstrukce ramene. Obr. 41 popisuje rozložení mechanického napětí pro mezní stav plasticity. Navrhované rameno je při určitém zjednodušení jednostranně vetknutý nosník. Oblast plastického kloubu vzniká v místě vetknutí a jeho blízkém okolí, což je pro tento typ konstrukce typické. V těchto místech dochází tedy k viditelným projevům plastické deformace. Obr. 42 popisuje rozložení napětí pro výpočtové zatížení.

Následovat bude rozbor obrázků výsledného posunutí. Obr. 43 popisuje výsledné posunutí konstrukce pro mezní stav plasticity. Je vidět, že rameno je prohnuté, ale k žádné ztrátě stability zde nedochází. Tuto skutečnost potvrzuje fakt, že limitní zatížení stanovené analýzou MNA a GMNA se shodují (viz tab. 8). Důvodem je použití jiné konstrukce. Obr. 44 zobrazuje posunutí pro hodnotu výpočtového zatížení.

Další část hodnocení se bude zabývat výsledným limitním zatížením a limitním stupněm zatížení. Při dosažení limitního zatížení nastává mezní stav a konstrukce ztrácí svoji pevnost. Na obr. 40 je zobrazeno, v které části zatěžující křivky konstrukce je dosaženo mezního stavu plasticity. Limitní zatížení je určeno pomocí vztahu (47). Pro hodnocení pevnosti konstrukce je důležité znát hodnotu dovoleného zatížení. Dovolené zatížení bylo stanoveno podle vztahu (39) pro mezní stav plasticity.

Tab. 8 – Limitní a dovozené zatížení navrhované koncepce ramene

	<b>F<sub>zad</sub> [N]</b>	<b>L<sub>F</sub>limitní</b>	<b>F<sub>limitní</sub> [N]</b>	<b>F<sub>dovolené</sub> [N]</b>
<b>analýza MNA</b>	8 428	6,8098	57 393	<b>38 262</b>

Z průběhu zatěžující křivky (viz obr. 40) vyplývá, že k žádné ztrátě stability během zatěžování konstrukce nedochází. Mezní stav je proto posuzován jako mezní stav plasticity.

$$F_{dovolené} = F_{dovolené}^{MNA} = 38\,262\,N$$

Poslední část bude pojednávat o výsledcích pevnosti a únavy navrhovaného svarového spoje a použitých šroubů u příhradové konstrukce. Splněny jsou všechny podmínky, tedy jak pevnostní, tak i z hlediska vysoko-cyklové únavy pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů.



## 5 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTI A ÚNAVY

Tato kapitola diplomové práce se bude zabývat porovnáním výsledků pevnosti původní a nové koncepce pomocného ramene.

Tab. 9 – Porovnání dovolených zatížení koncepcí

	<b>F<sub>dovolené</sub> [N]</b>
<b>původní koncepce</b>	<b>27 058</b>
<b>navrhovaná koncepce</b>	<b>38 262</b>

Z předchozí tab. 9 je viditelné, že nová konstrukce ramene má větší pevnost než konstrukce původní. Důvodem je, že u původního provedení se projevuje během zatěžování ztráta stability. Tento mezní stav je z hlediska bezpečnosti horší než mezní stav plasticity. Tomu také odpovídají velikosti součinitelů bezpečnosti. Dalším pozitivem je, že u navrhovaného provedení by se velice snadno zvětšila pevnost. Jednalo by se o změnu materiálu. Místo konstrukční oceli s označením 11 373 by šlo použít konstrukční ocel s označením 11 523, která má vyšší mez kluzu. Navíc tato optimalizace nemá zásadní vliv na hmotnost celé konstrukce.

Další část porovnání se bude zabývat výsledky pevnosti a únavy šroubových a svarových spojů. U šroubů není ve většině případů problém s pevností nýbrž s únavou. Důsledkem je především nedostatečně dosažené předpětí šroubu. Navrhovaný svarový spoj splňuje podmínku pevnosti. Kontrola z hlediska únavy byla provedena pro referenční únavovou pevnost pro  $2 \cdot 10^6$  cyklů. Ve všech zkoumaných případech je podmínka únavového poškození splněna.

Je nutné zdůraznit, že rameno bude sloužit jako stabilizační prvek. Nelze tedy očekávat, že počet cyklů konstrukce ramene se bude závratně blížit hranici dvou milionů. A pokud ano, výsledky kontroly podmínky únavového namáhání prokázaly, že i tak by nedošlo k porušení konstrukce únavovým lomem.

## ZÁVĚR

Práce se v první části zabývá stabilitou cisternových vozidel a její hodnocení. Problematika ztráty stability a překlopení je celkem složitá. Hodnocení stability vychází ze zkoušky na sklopné plošině dle platné legislativy.

Dále byl proveden rozbor stability daného cisternového návěsu. Byla určena hodnota kritického dostředivého zrychlení. Je nutné poznamenat, že pro její stanovení byly použity zjednodušující předpoklady (např. návěs je tuhé těleso a klopí se jako jeden celek). Vychází se tedy ze statické ztráty stability. Na tomto základu byla určena hodnota radiální reakce mezi kolem ramene a vozovkou pro výpočtový objem vody v cisterně. Pro přesný výpočet zatěžující síly by bylo zapotřebí znát zatěžovací charakteristiku vzduchového odpružení podvozku cisternového návěsu.

V další části byl proveden výpočet pevnosti původní konstrukce ramene, což byl cíl této diplomové práce. Protože při výpočtu zatěžující síly nebyla zohledněna dynamická stabilita návěsu, musela být radiální reakce zvětšena dynamickým součinitelem. Tímto přístupem se výpočet pevnosti stal více konzervativní a výsledky jsou na straně větší bezpečnosti. Původní a navrhovaná koncepce byla podrobena stejnému pevnostnímu výpočtu. Porovnáním výsledků bylo zjištěno, že navrhovaná koncepce má větší pevnost než původní. Navíc dalším pozitivem je, že u navrhované koncepce není velký problém pevnost zvětšit bez velkého ovlivnění celkové hmotnosti.

Výstupem diplomové práce je výkresová dokumentace pro výrobu pomocného ramene a příhradové konstrukce. Jejich sestava by byla použitelná při zkouškách jízdní stability zvoleného cisternového návěsu.

## SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

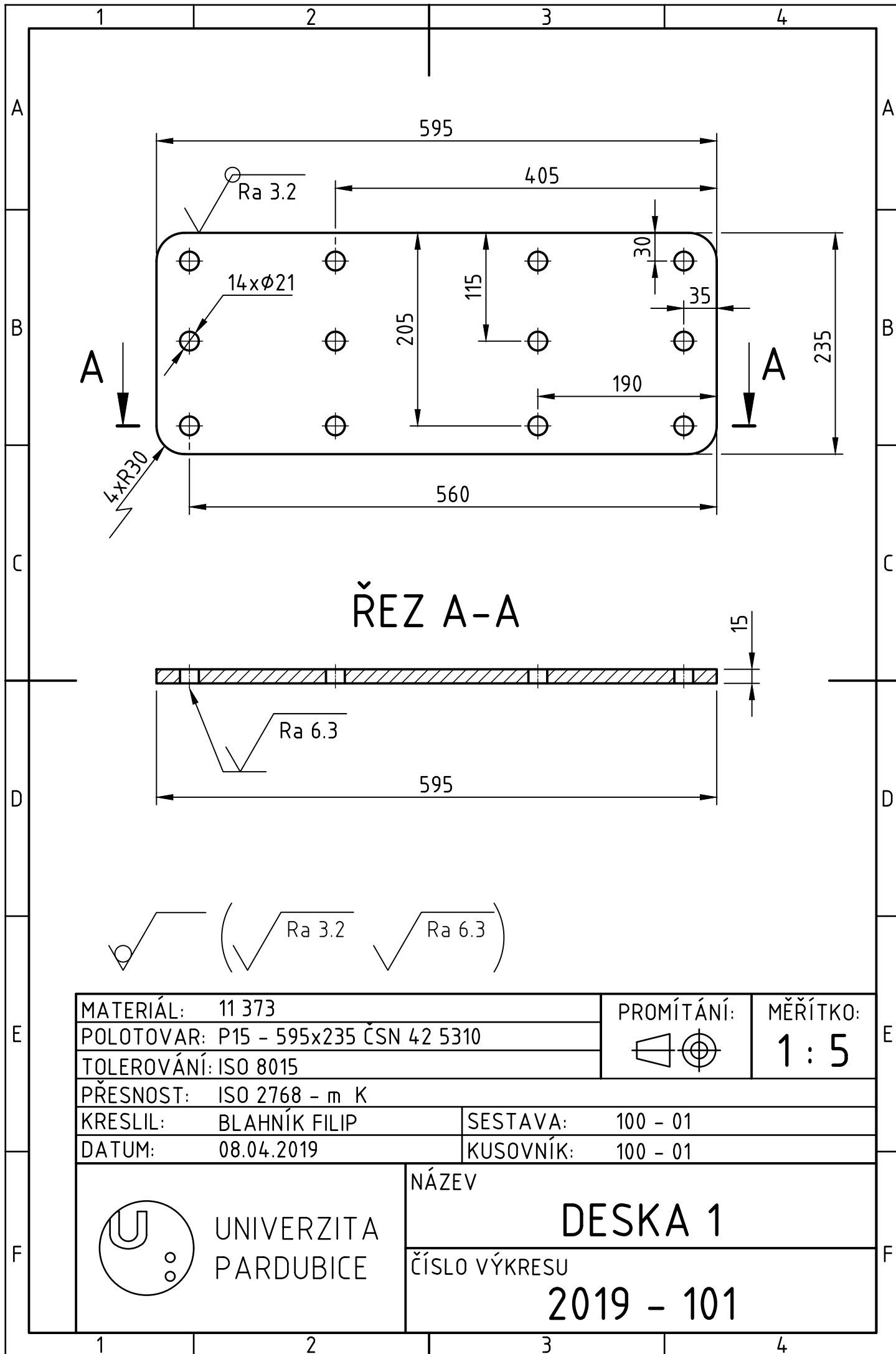
- [1] 3-Achs-Aluminium-Tanksattelanhänger Kofferform / Testfahrzeug für Wasser-Transporte mit Stützräder zur Fahrer-Schulung. *Schwarz Müller intelligente fahrzeuge* [online]. Hanzing: Wilhelm Schwarz Müller [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <https://schwarzmueller.com/de/fahrzeuge/557/>
- [2] Bohnenkamp rüstet Trainings-Lkw. *GUMMIBEREIFUNG* [online]. Hannover: Schlütersche Verlagsgesellschaft [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <http://www.gummibereifung.de/nachrichten/bohenkamp-ruestet-trainings-lkw-mit?qt-quicktabs=2>
- [3] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003, 229 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [4] *Přednášky z předmětu Teorie vozidel*. Pardubice, 2017.
- [5] SK 2764 CAL. *Spitzer-Silo Fahrzeuge* [online]. Stuttgart: © Hela Werbung [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <http://www.spitzer-silo.com/fahrzeuge/silo-sattelanhaenger-kippar-sk/sk-2764-cal.html>
- [6] Plech válcovaný za tepla, EN 10029-A-N // rozměr 10x2000x6000. *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/40303/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-10x2000x6000>
- [7] Plech válcovaný za tepla, EN 10029-A-N // rozměr 20x1000x2000. *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/33766/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-a-n-rozmer-20x1000x2000>
- [8] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 // rozměr 80x40x5. *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/44061/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x40x5>
- [9] P235GH - nelegovaná teplotně odolná ocel pro tlakové nádoby a bezešvé trubky. *Ripra* [online]. Praha: Ripra [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <https://www.pdms.cz/news/p235gh-tepelne-odolna-ocel-pro-tlakove-nadoby/>

- [10] Plech válcovaný za tepla, EN 10029 // rozměr 15x1000x2000. *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z:  
<https://online.ferona.cz/detail/30891/plech-valcovany-za-tepla-en-10029-rozmer-15x1000x2000>
- [11] Tyč ocelová kruhová válcovaná za tepla, EN 10060 // průměr 80. *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z:  
<https://online.ferona.cz/detail/22741/tyc-ocelova-kruhova-valcovana-za-tepla-en-10060-prumer-80>
- [12] VOŇKA, Tomáš. *Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
- [13] VOLTR, Ondřej. *Vliv počáteční imperfekce na stabilitu stěny automobilové cisterny*. Pardubice, 2010. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Paščenko, Ph.D.
- [14] *Přednášky z předmětu Metoda konečných prvků II*. Pardubice, 2018.
- [15] KULIČKA, Jiří. *Elementární algoritmy aplikované matematiky: studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2014, 147 s. ISBN 978-80-7395-846-6.
- [16] BARTSCH, Hans-Jochen. *Matematické vzorce*. 3., rev. vyd. Praha: Mladá fronta, 1996, 832 s. ISBN 80-204-0607-7.
- [17] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [18] MECHANICKÉ VLASTNOSTI OCELOVÝCH ŠROUBŮ. *ŠROUB A MATKA* [online]. Liberec: NetDesign [cit. 2019-03-27]. Dostupné z:  
<https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>

- [19] Přehled vlastností oceli S235J2G3. *Bohdan Bolzano* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, ©2019 [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2?searched=s235&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch\\_highlight+ajaxSearch\\_highlight1](https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2?searched=s235&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch_highlight+ajaxSearch_highlight1)
- [20] ČSN EN 1993-1-8. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-8: Navrhování styčníků*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [21] ČSN EN 1993-1-9. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [22] ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní*. Praha: Český normalizační institut, 1993.

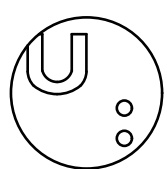
# **PŘÍLOHY**

Výkresová dokumentace pro výrobu sestavy ramene a příhradové konstrukce



# ŘEZ A-A

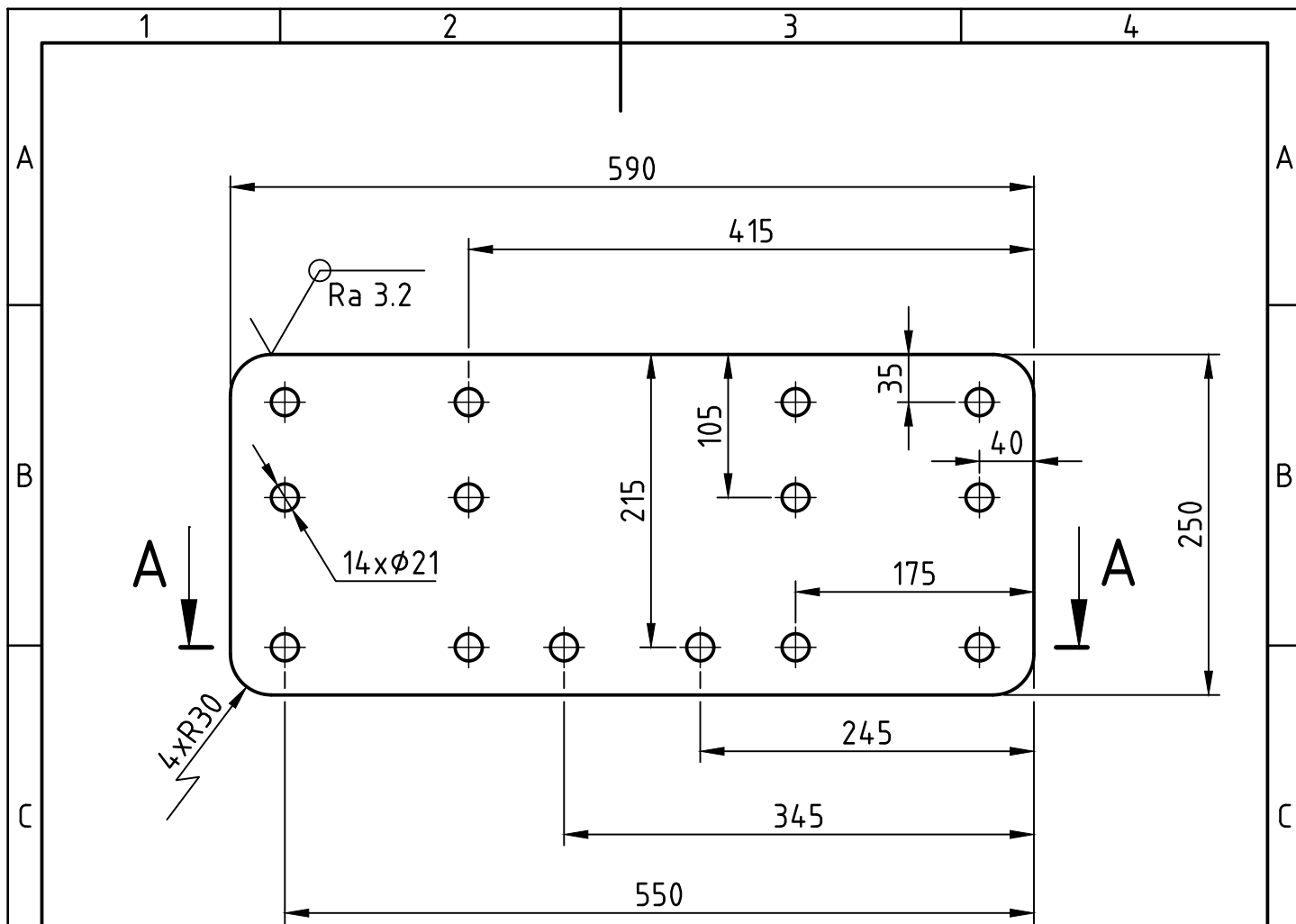
MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 5</b>
POLOTOVAR: P15 - 595x235 ČSN 42 5310			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		



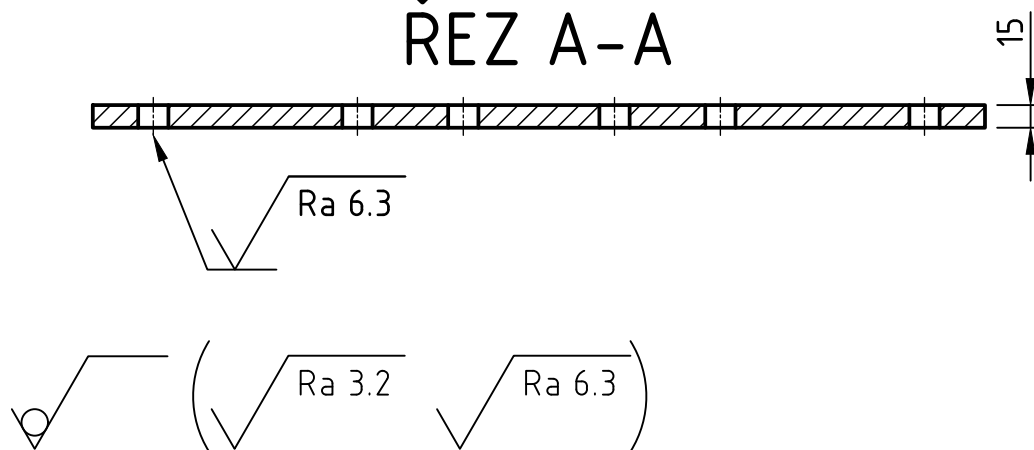
UNIVERZITA  
PARDUBICE

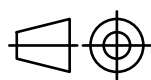
NÁZEV  
**DESKA 1**

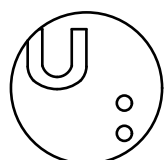
ČÍSLO VÝKRESU  
**2019 - 101**



### ŘEZ A-A



MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 5</b>
POLOTOVAR: P15 - 590x250 ČSN 42 5310			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		



UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

**DESKA 2**

ČÍSLO VÝKRESU

**2019 - 102**



1 2 3 4

A

A

300

A

B

B

75°

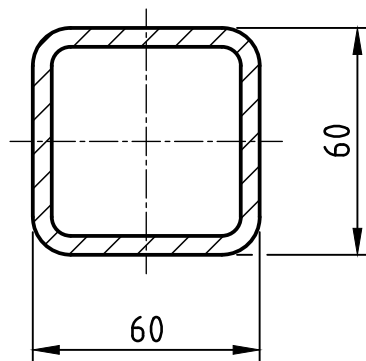
60

A

C

C

### ŘEZ A - A



D

D



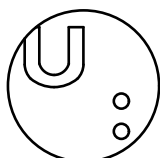
E

E

MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 2</b>
POLOTOVAR: TR 4HR 60x5 - 300 ČSN 42 6935.1			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		

F

F



UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

# VÝZTUHA 1

ČÍSLO VÝKRESU

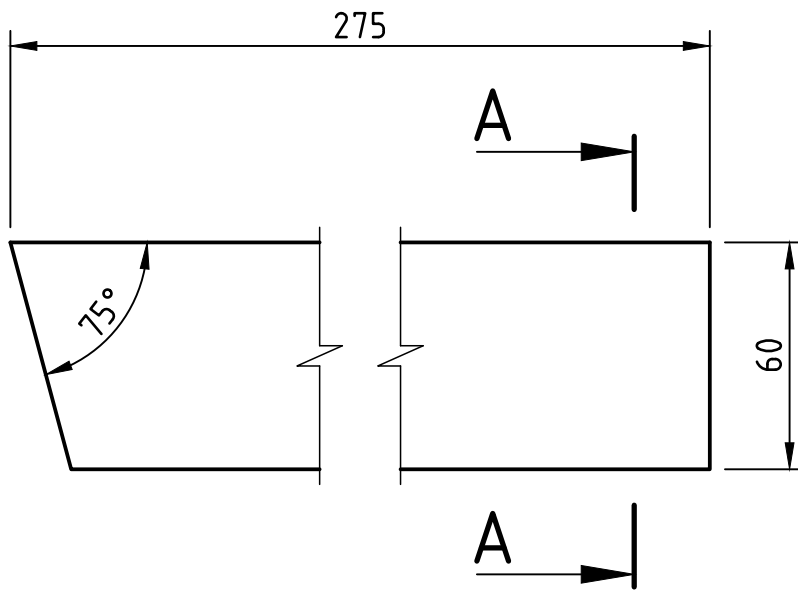
## 2019 - 103

1 2 3 4

1 2 3 4

A

A



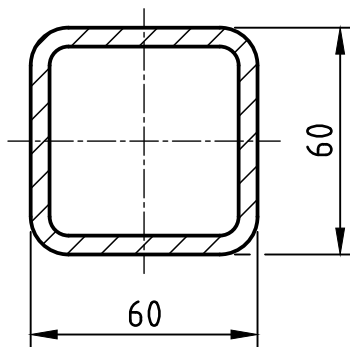
B

B

C

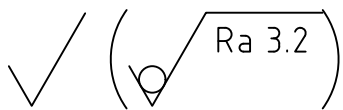
C

### ŘEZ A - A



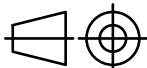
D

D



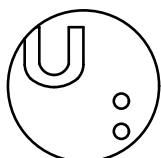
E

E

MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 2</b>
POLOTOVAR: TR 4HR 60x5 - 275 ČSN 42 6935.1			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		

F

F



UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

# VÝZTUHA 2

ČÍSLO VÝKRESU

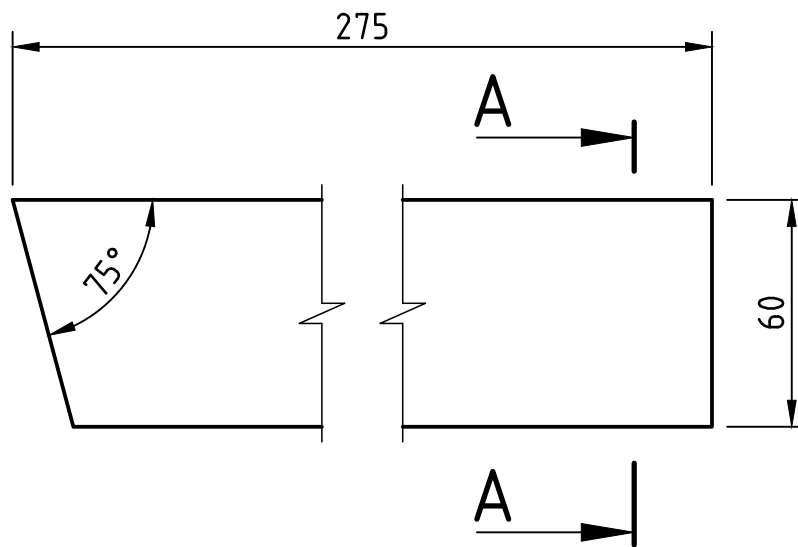
## 2019 - 104

1 2 3 4

1 2 3 4

A

A



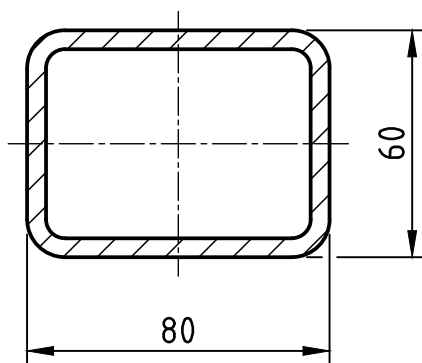
B

B

C

C

### ŘEZ A - A



D

D



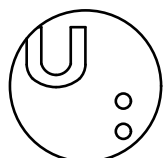
E

E

MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 2</b>
POLOTOVAR: TR OBD 80x60x5 - 275 ČSN 42 6936.1			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		

F

F



UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

# VÝZTUHA 3

ČÍSLO VÝKRESU

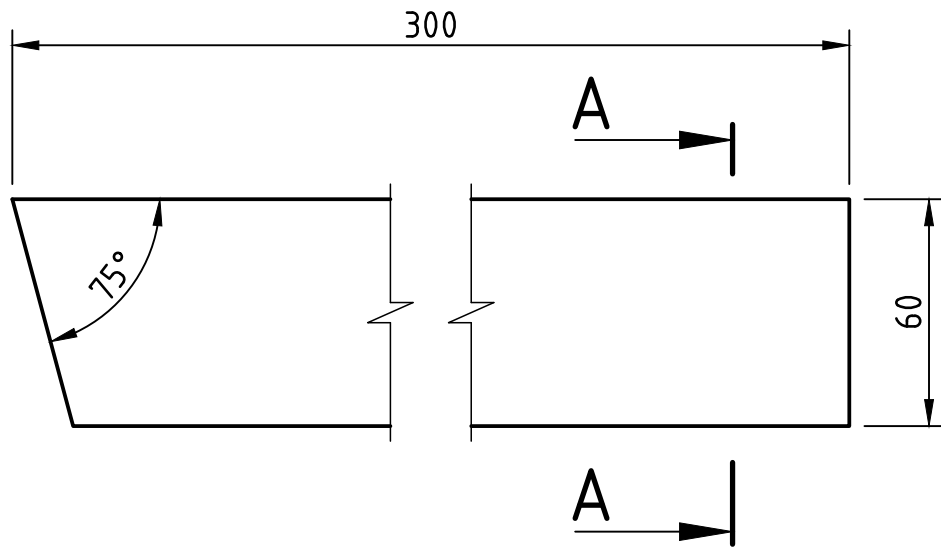
## 2019 - 105

1 2 3 4

1 2 3 4

A

A



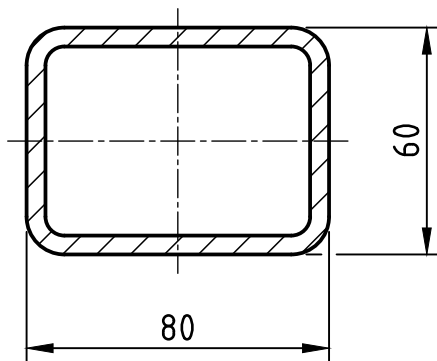
B

B

C

C

### ŘEZ A - A



D

D



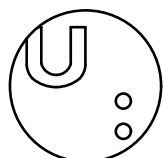
E

E

MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO: <b>1 : 2</b>
POLOTOVAR: TR OBD 80x60x5 - 300 ČSN 42 6936.1			
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		

F

F



UNIVERZITA  
PARDUBICE

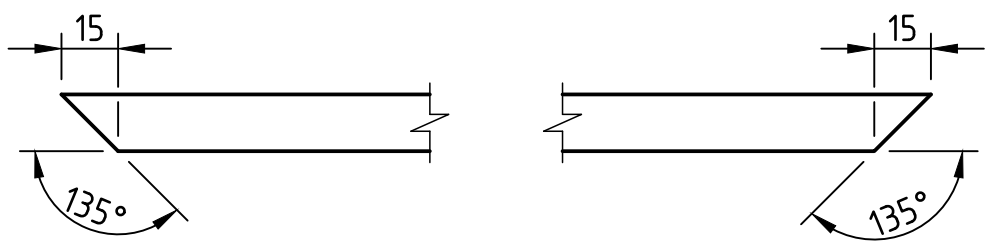
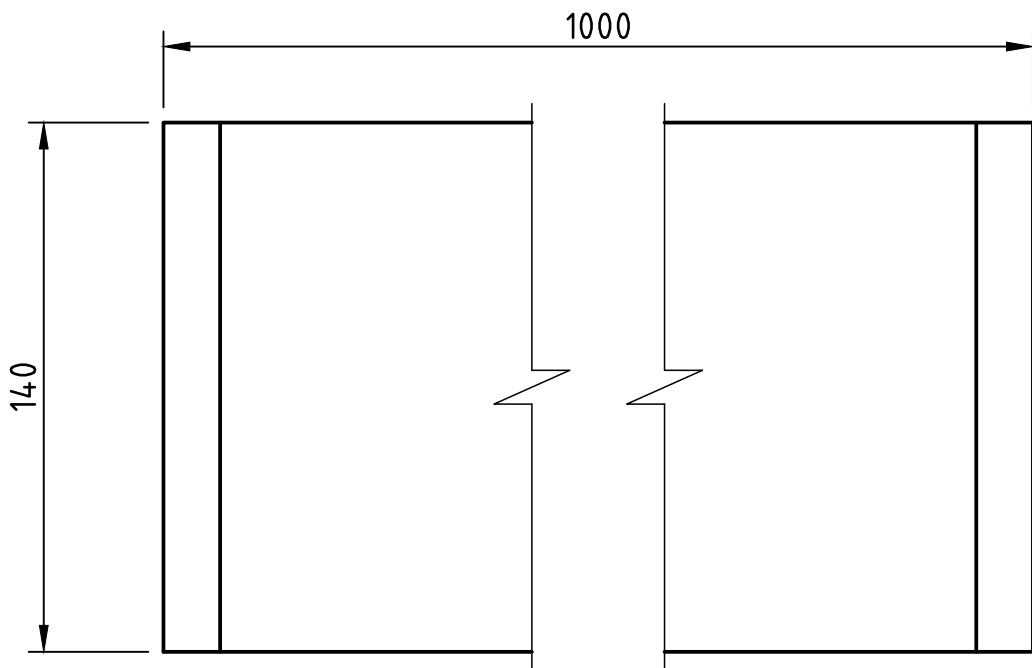
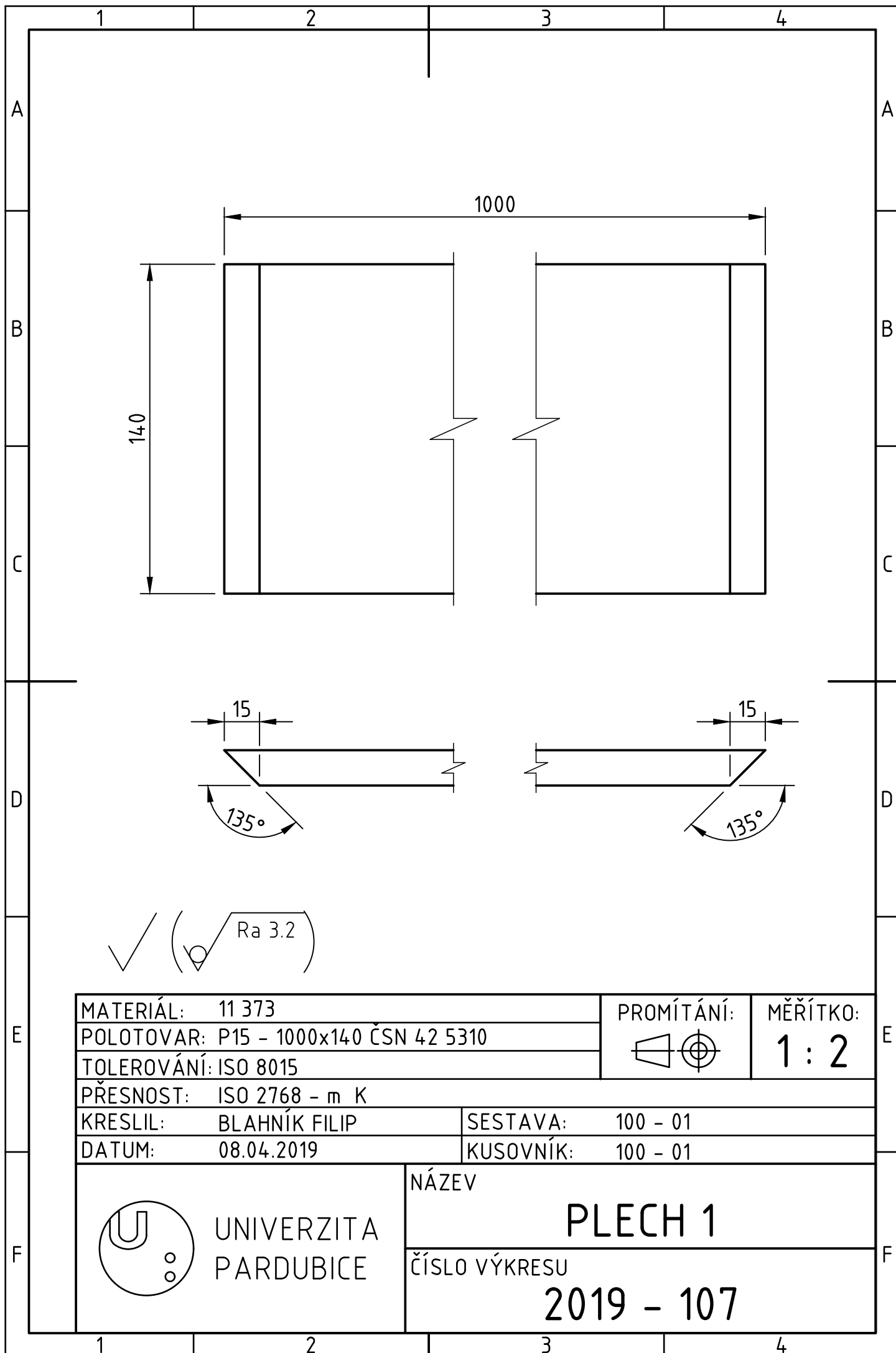
NÁZEV

# VÝZTUHA 4

ČÍSLO VÝKRESU

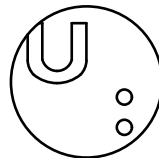
## 2019 - 106

1 2 3 4



✓ (✓ Ra 3.2)

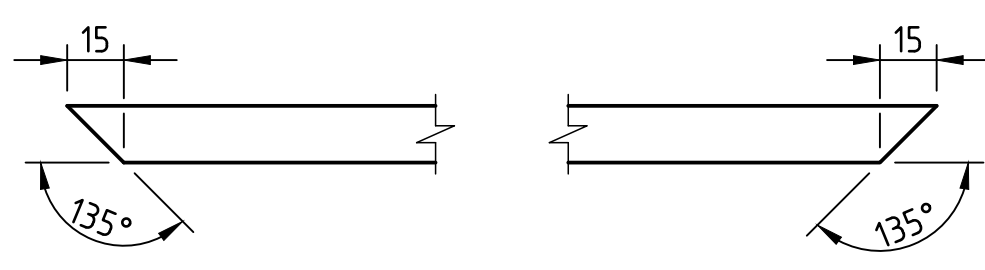
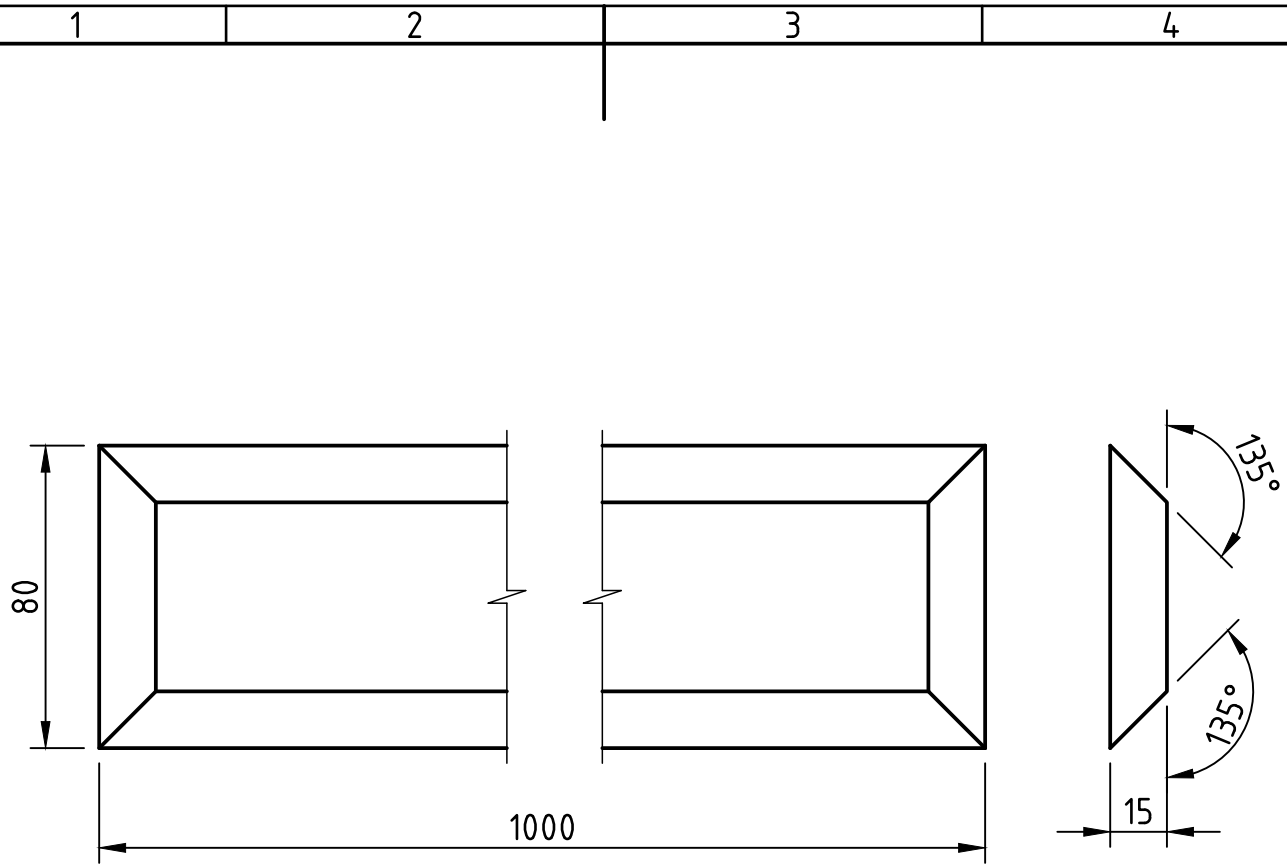
MATERIÁL: 11 373	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR: P15 - 1000x140 ČSN 42 5310		1 : 2
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015		
PŘESNOST: ISO 2768 - m K		
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01	
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01	



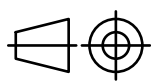
UNIVERZITA  
PARDUBICE

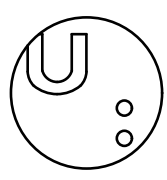
NÁZEV  
**PLECH 1**

ČÍSLO VÝKRESU  
**2019 - 107**



✓ (✓ Ra 3.2)

MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR: P15 - 1000x80 ČSN 42 5310			1 : 2
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		



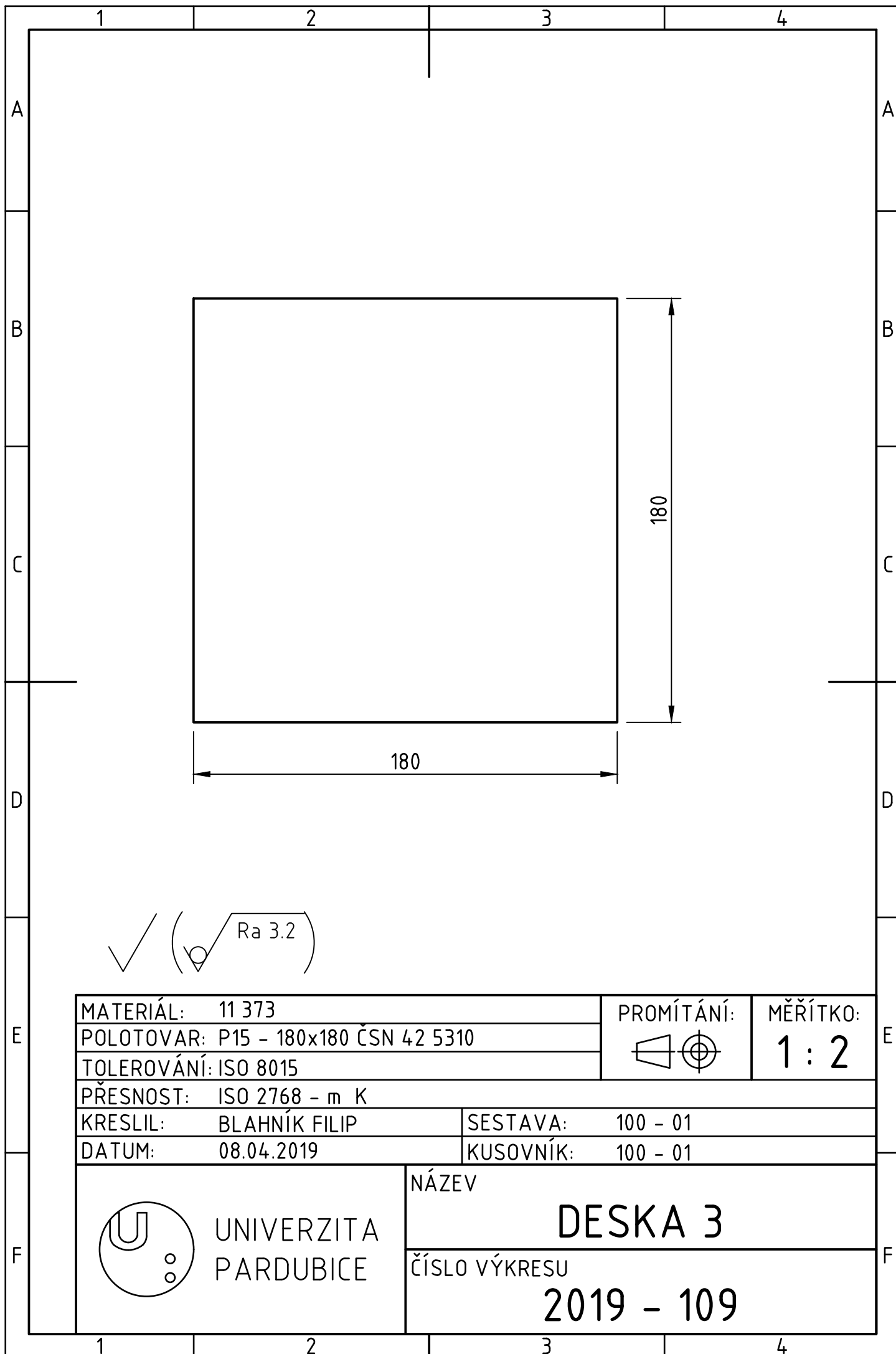
UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

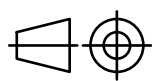
PLECH 2

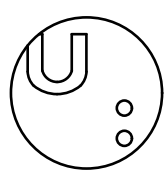
ČÍSLO VÝKRESU

2019 - 108



✓ (√ Ra 3.2)

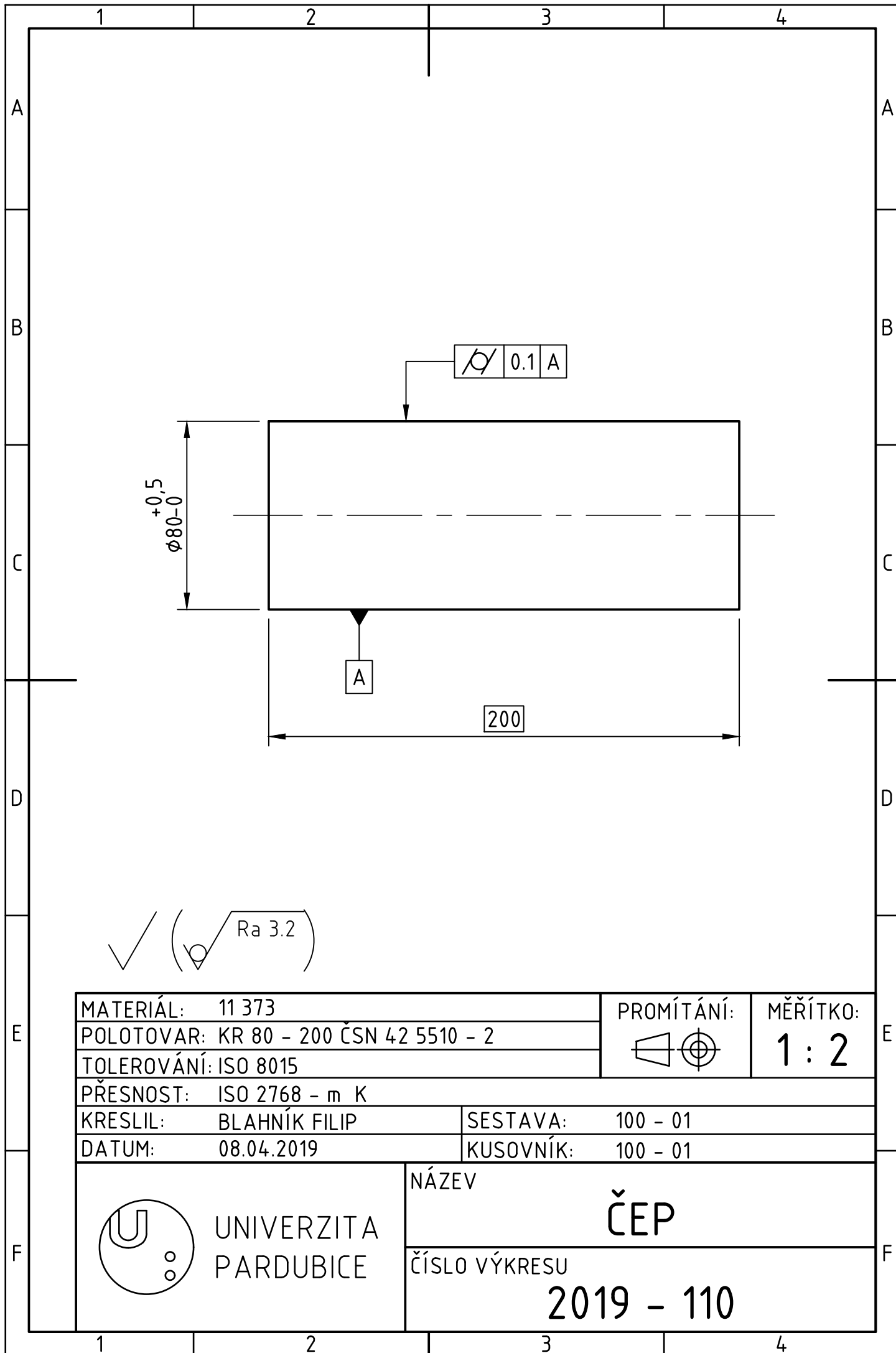
MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR: P15 - 180x180 ČSN 42 5310			1 : 2
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		



UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV  
**DESKA 3**

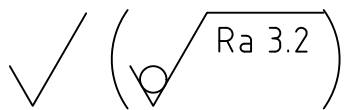
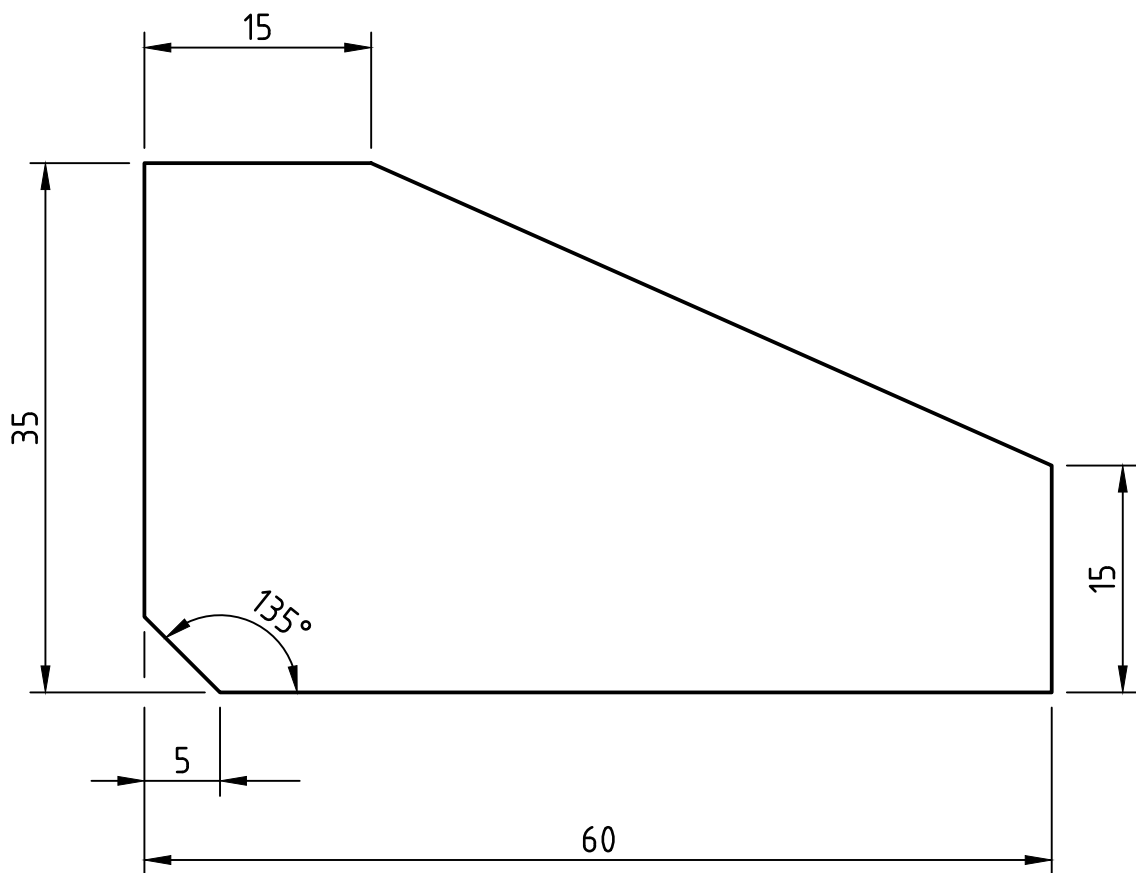
ČÍSLO VÝKRESU  
**2019 - 109**

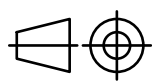


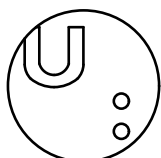
MATERIÁL: 11 373	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR: KR 80 - 200 ČSN 42 5510 - 2		1 : 2
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015		
PŘESNOST: ISO 2768 - m K		
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01	
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01	

UNIVERZITA PARDUBICE	NÁZEV <b>ČEP</b>
	ČÍSLO VÝKRESU <b>2019 - 110</b>





MATERIÁL: 11 373		PROMÍTÁNÍ: 	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR: P10 - 60x35 ČSN 42 5310			2 : 1
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015			
PŘESNOST: ISO 2768 - m K			
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01		
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01		



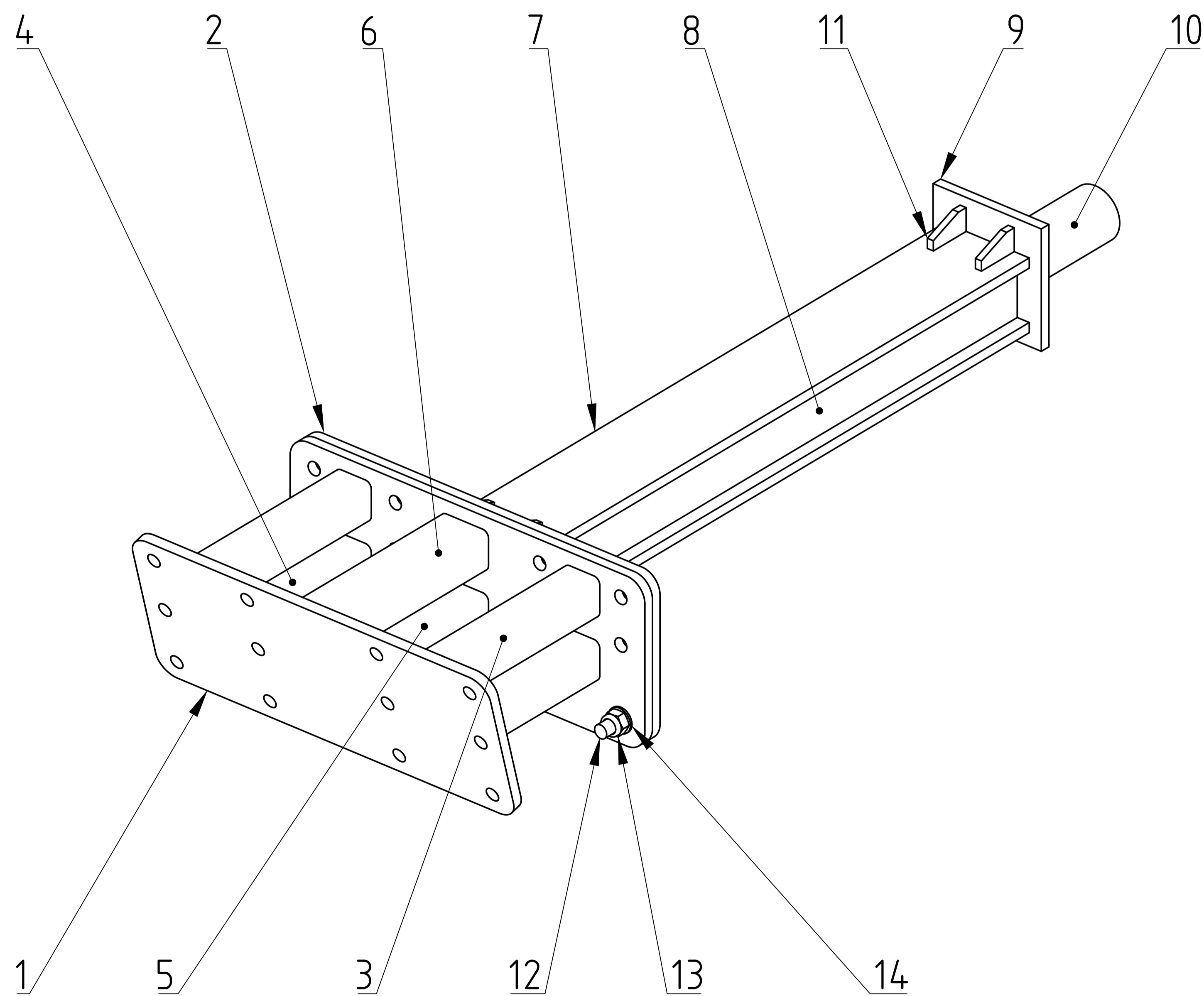
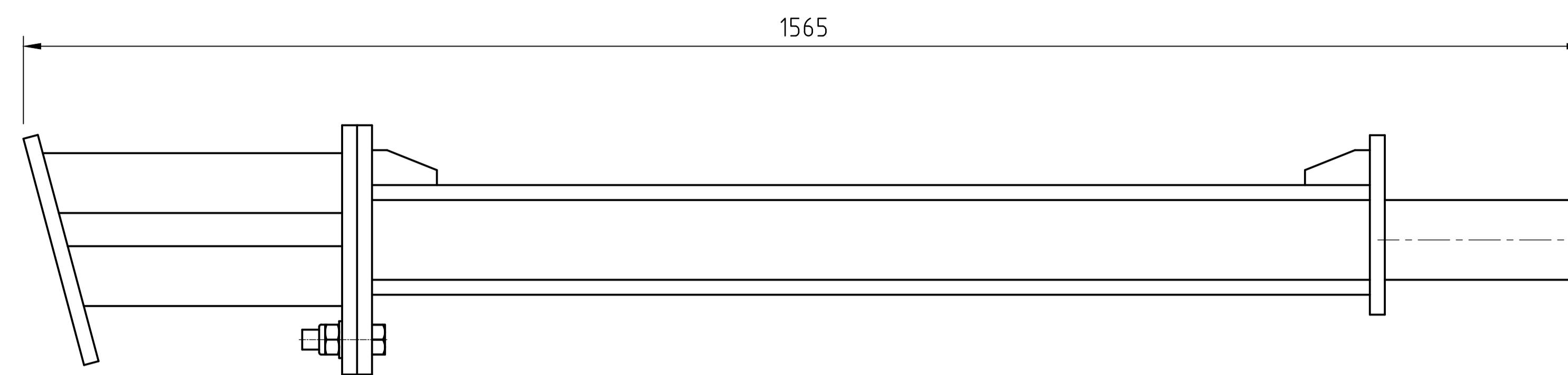
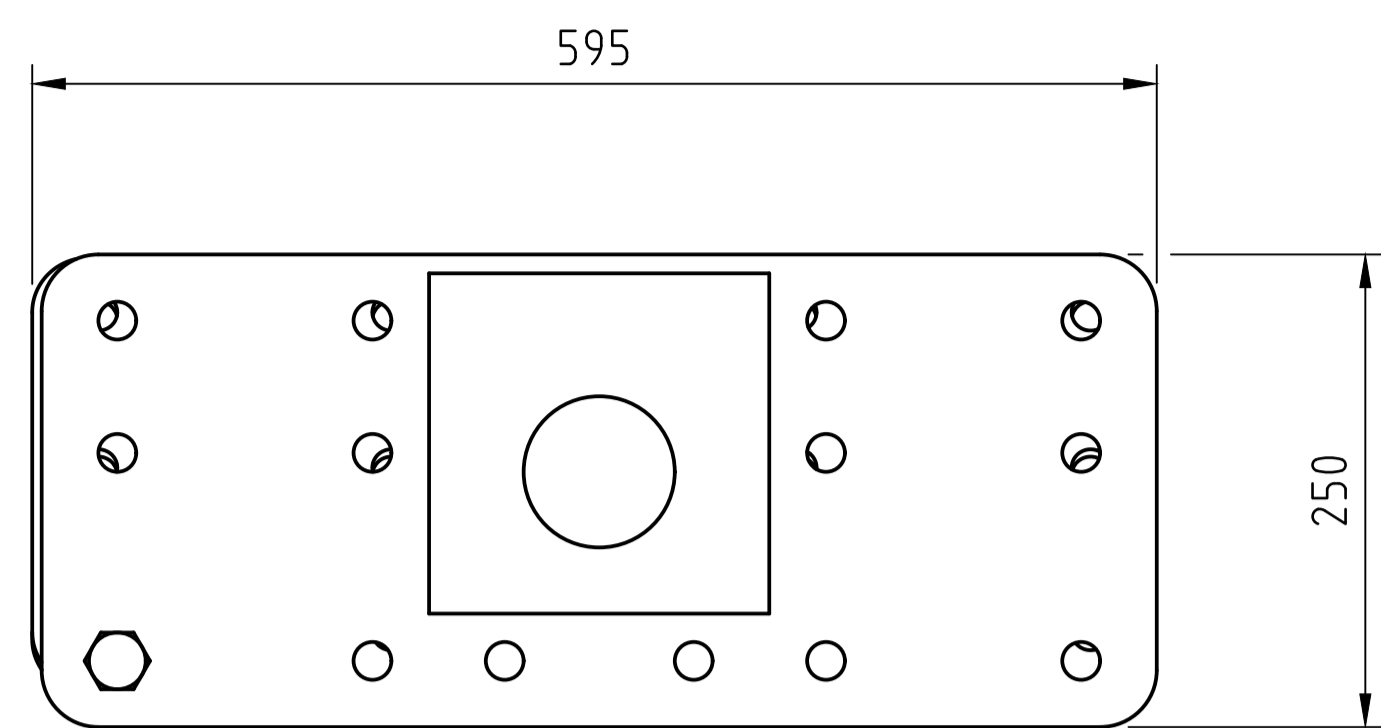
UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV

ŽEBRO

ČÍSLO VÝKRESU

2019 - 111



14	PODLŐŽKA 20	ČSN EN ISO 7089	14
13	MATICE M20X1.5	ČSN EN ISO 4032	14
12	ŠROUB M20x1.5 - 70	ČSN EN ISO 4014	14
11	ŽEBRO	2019 - 111	4
10	ČEP	2019 - 110	1
9	DESKA 3	2019 - 109	1
8	PLECH 2	2019 - 108	2
7	PLECH 1	2019 - 107	2
6	VÝZTUHA 4	2019 - 106	1
5	VÝZTUHA 3	2019 - 105	1
4	VÝZTUHA 2	2019 - 104	2
3	VÝZTUHA 1	2019 - 103	2
2	DESKA 2	2019 - 102	2
1	DESKA 1	2019 - 101	1
Poz.	Název - označení	Výkres - norma	Mn.
	Polotovary	Materiál	

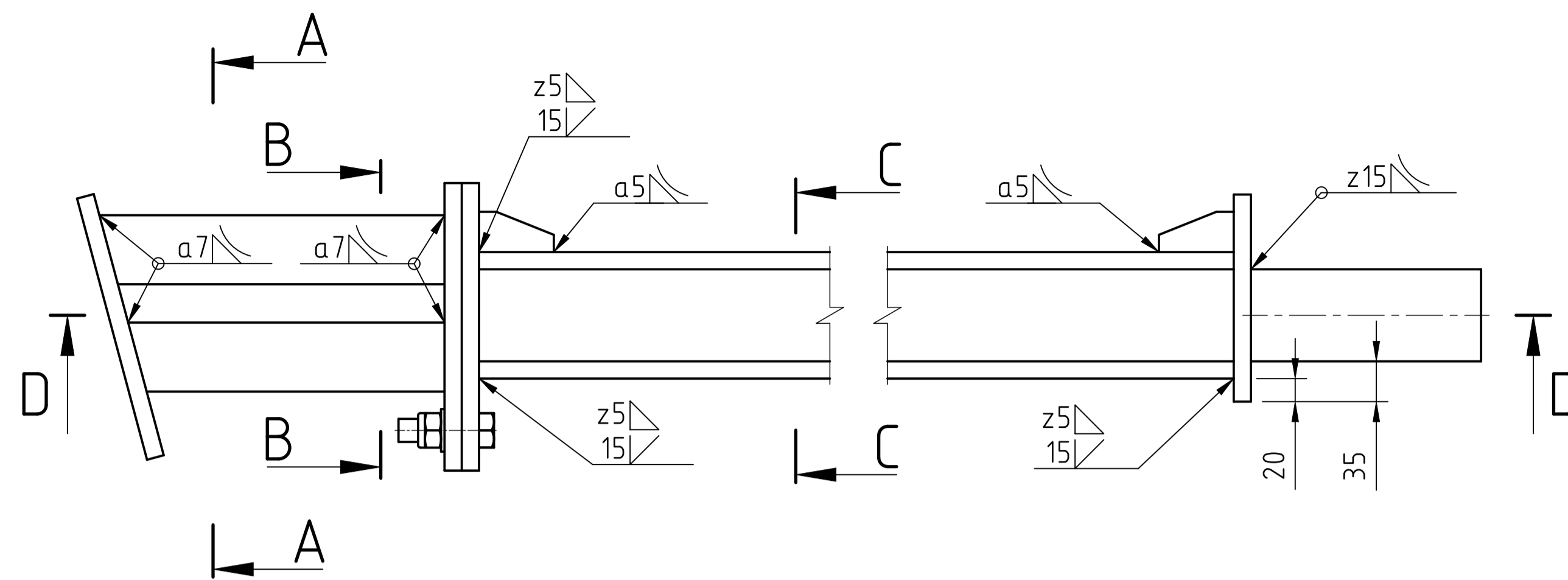
MATERIÁL:	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘÍTKO:
POLOTOVAR:		1 : 5
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015		
PŘESNOST: ISO 2768 - m K		
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01	
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01	



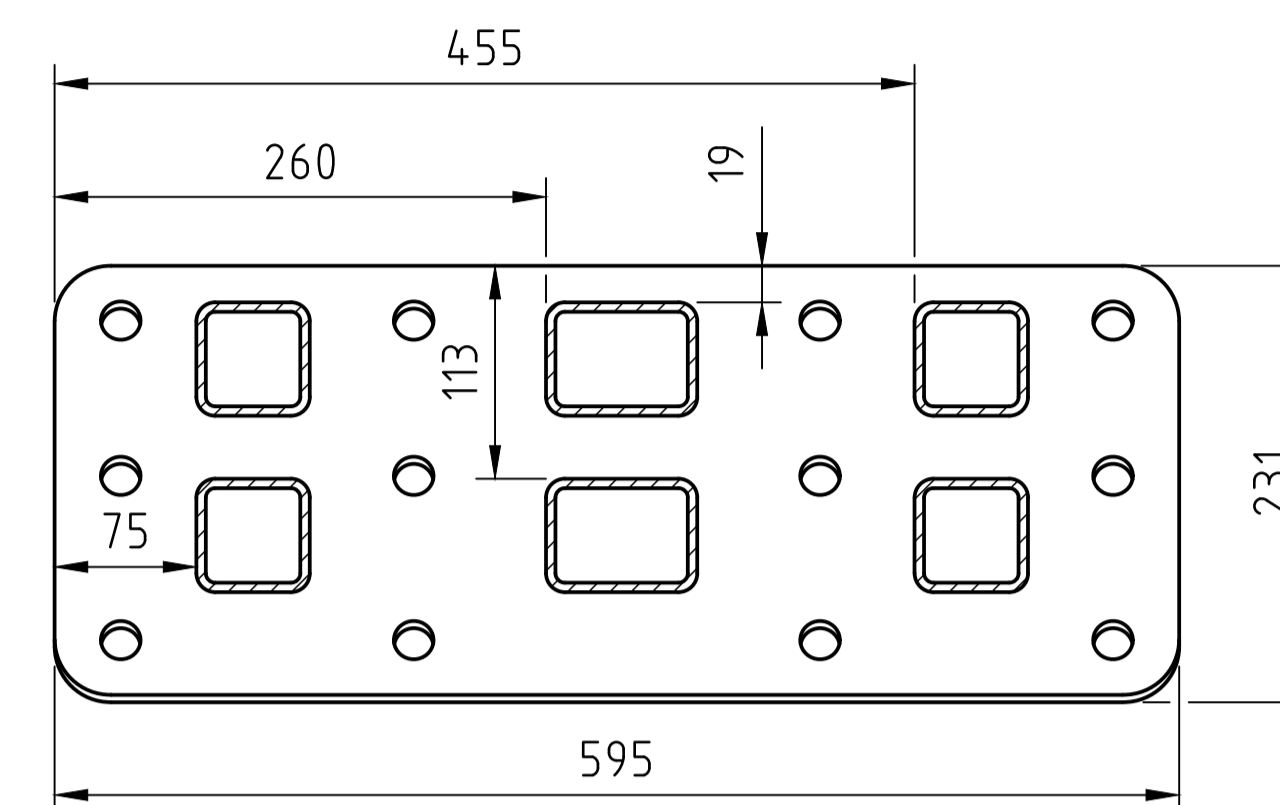
UNIVERZITA  
PARDUBICE

NÁZEV  
**STABILIZACE**  
ČÍSLO VÝKRESU  
**2019 - 100**

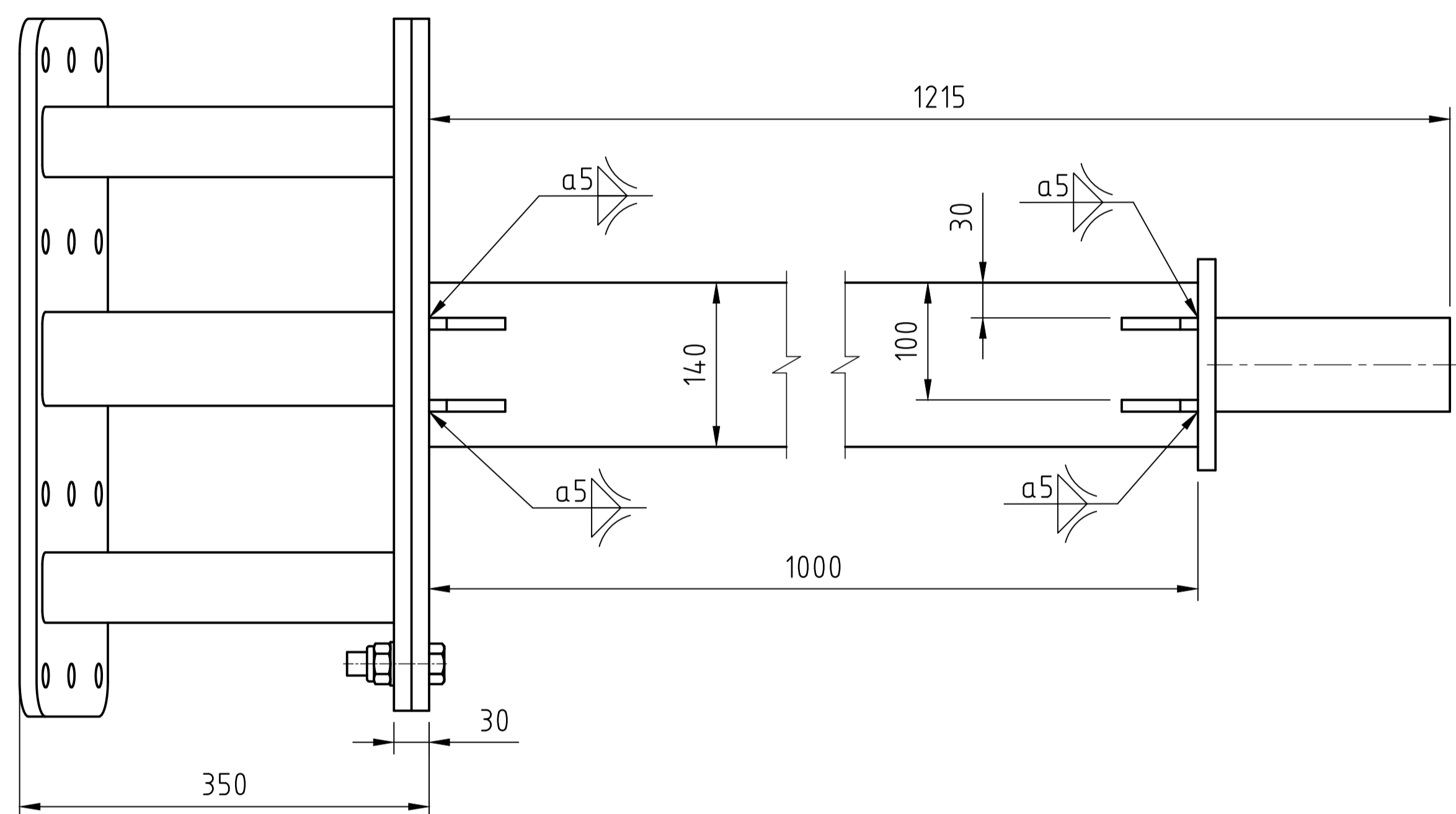
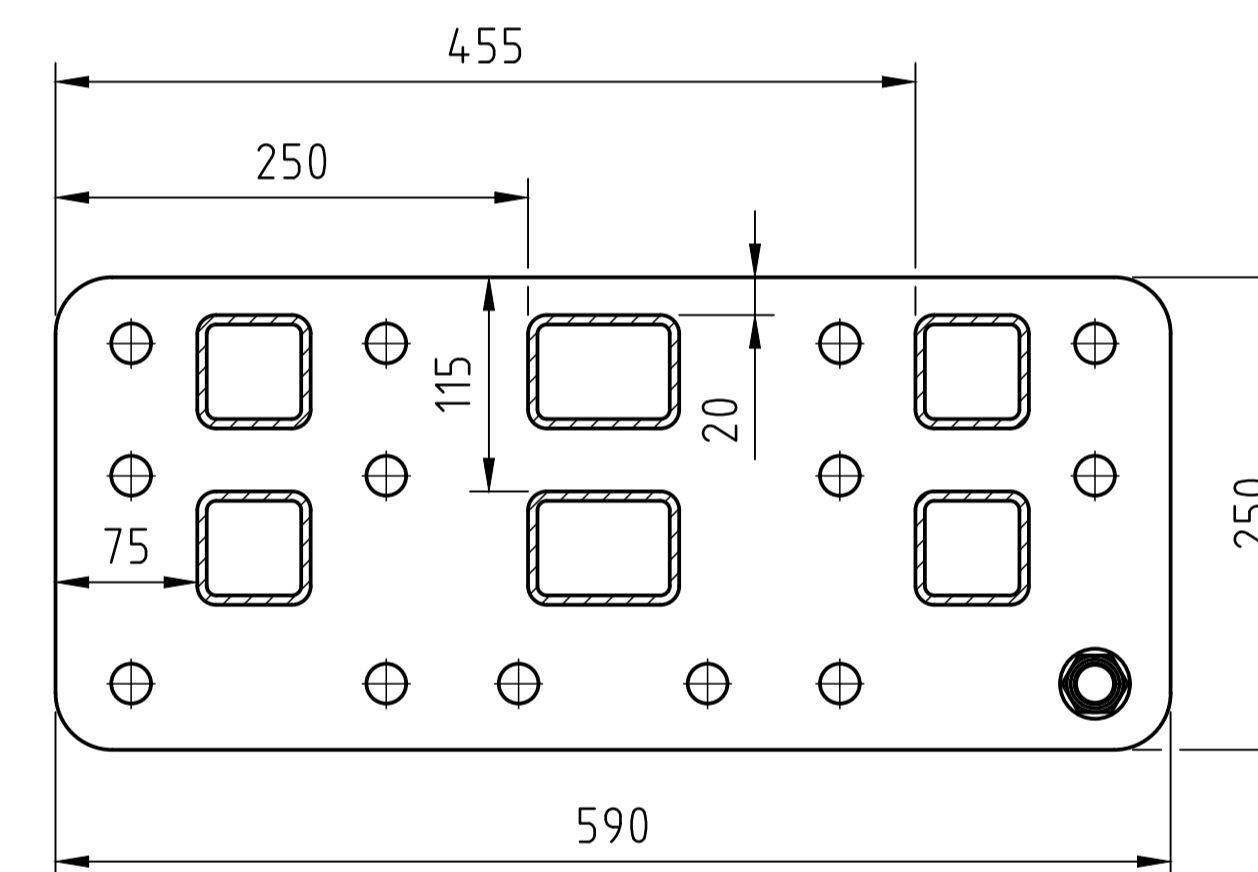
LIST:1



ŘEZ A-A

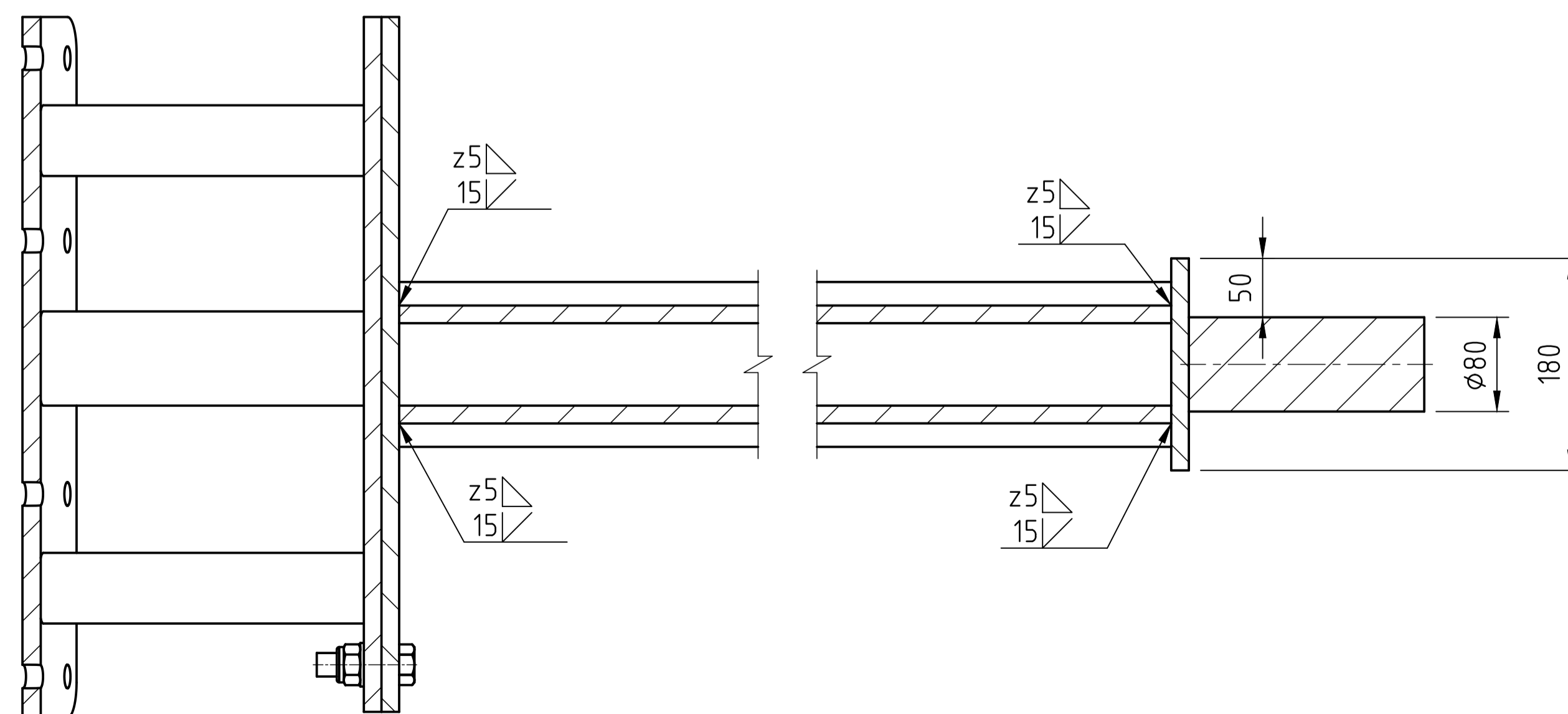
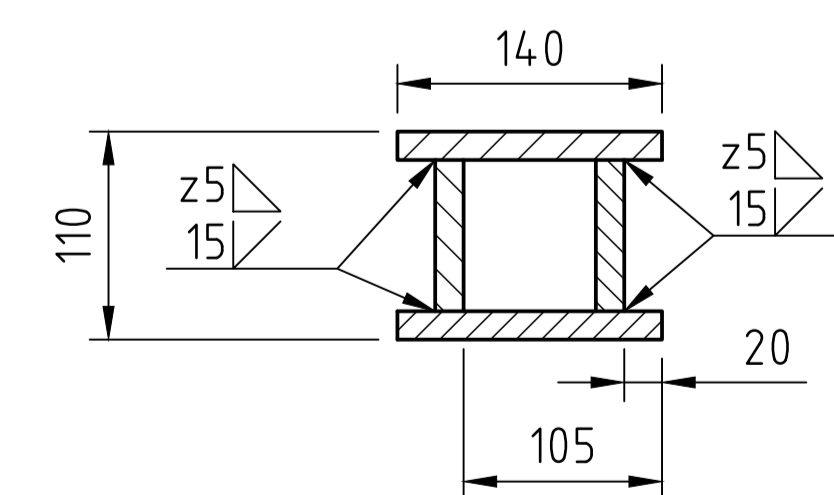


ŘEZ B-B



ŘEZ D-D

PRŮŘEZ C-C



MATERIÁL:	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘITKO:
POLOTOVAR:		1 : 5
TOLEROVÁNÍ: ISO 8015		
PŘESNOST: ISO 2768 - m K		
KRESLIL: BLAHNÍK FILIP	SESTAVA: 100 - 01	
DATUM: 08.04.2019	KUSOVNÍK: 100 - 01	
UNIVERZITA PARDUBICE	NÁZEV	STABILIZACE
	ČÍSLO VÝKRESU	2019 - 100
		LIST: 2