

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Univerzální stahovák rotačních součástí**

## **Universal Puller for Rotary Parts**

Student:

Vojtěch Zajíček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2017

## Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Zajíček**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Univerzální stahovák rotačních součástí**  
**Universal Puller for Rotary Parts**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete stahovák rotačních součástí s univerzálním použitím dle následujících podmínek:

- rozměr stahované součásti - max. průměr 300 mm, výška max. 100 mm
- ruční stahování pomocí páky na vytlačovacím šroubu
- max. osová síla v tlačném šroubu 8 kN.

Vytvořte výkres sestavy a min. jeden vybraný výrobní výkres.

### Seznam doporučené odborné literatury:


KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.


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

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

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

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



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

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

V Ostravě ..... 15. 5. 2017

..... Vojtěch Zajíček

podpis studenta

Prohlašuji, že

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

V Ostravě .....15.5.2017.....

.....Vojtěch Zajíček.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Zajíček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

2. května 153, Studénka

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZAJÍČEK, V. *Univerzální stahovák rotačních součástí : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 43 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem univerzálního stahováku rotačních součástí. V úvodní části je uveden přehled stahováků vyskytujících se v současné době na trhu. Podle zadaných požadavků je navržen vhodný typ stahováku. Jednotlivé části jsou podrobeny analytické pevnostní kontrole. U složitějších součástí je analytické řešení doplněno kontrolou pomocí metody konečných prvků. Práce dále obsahuje řešení způsobu upínání čelistí k příčnicku a rozbor různých typů zakončení vřetena. Výkres sestavy a výrobní výkres zvoleného dílu se nachází v příloze.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZAJÍČEK, V. *Universal Puller for Rotary Parts : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 43 p. Thesis head: Pišťáček, D.

Bachelor thesis deals with design of universal puller for rotary parts. At the beginning, there is stated summary of pullers currently occurring in the market. The suitable type of puller is designed according to assigned requirements. Every single part is analysed by strength verification. Analytic solution is amended by verification by finite element method in more complicated cases. This work also contains the solution of clamping of jaws to crossbeam and analysis of apex of spindle. Assembly drawing and manufacturing drawing of chosen part are included in attachment.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
Úvod .....	11
1 Rozdělení stahováků .....	12
1.1 Rozdělení stahováků podle počtu ramen .....	12
1.2 Rozdělení podle převodu .....	14
1.3 Rozdělení podle typu stahování .....	15
2 Univerzální mechanické dvouramenné a třiramenné stahováky .....	16
2.1 Provedení s posuvnými rameny .....	16
2.2 Provedení s otočnými rameny .....	16
2.3 Provedení stahováků s nastavitelným rozevřením .....	17
2.4 Samostředící stahováky s automaticky se svírajícími rameny .....	17
2.5 Stahováky ložisek .....	18
3 Návrh a kontrola univerzálního stahováku rotačních součástí .....	19
3.1 Návrh a kontrola šroubu .....	19
3.2 Kontrola příčnicku .....	25
3.3 Návrh a kontrola ramena .....	29
3.4 Rozbor sil na ručním kolečku pro zajištění ramena na příčnicku .....	35
4 Závěr .....	39
5 Seznam literatury .....	40
6 Seznam příloh .....	42

## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
$D_1$	Malý průměr vnitřního závitu	[mm]
$D_{TS}$	Třecí průměr	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F_0$	Osová síla ve šroubu	[N]
$F_0'$	Osová síla ve šroubu bez zahrnutí pružné deformace	[N]
$F_1$	Síla připadající na jedno rameno	[N]
$F_{\xi l}$	Síla potřebná k utažení ručního kolečka	[N]
$F_{KR}$	Kritická Tetmajerova síla	[N]
$F_{N0}$	Normálová síla	[N]
$F_{ovl}$	Ovládací síla stahováku	[N]
$F_{pr}$	Síla způsobující pružnou deformaci	[N]
$F_{sv}$	Svěrná síla	[N]
$F_{ts}$	Třecí síla mezi příčnickem a ramenem	[N]
$G$	Navržená síla pro přenos třením	[N]
$HMR$	Horní mezní rozměr	[mm]
$H_z$	Nosná hloubka závitu	[mm]
$J_{AX}$	Centrální kvadratický moment průřezu A-A k ose x	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{AY}$	Centrální kvadratický moment průřezu A-A k ose y	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{BX}$	Centrální kvadratický moment průřezu B-B k ose x	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{BY}$	Centrální kvadratický moment průřezu B-B k ose y	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{CX}$	Centrální kvadratický moment průřezu C-C k ose x	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{Cx1}$	Centrální kvadratický moment plochy řezu C-C k ose x <sub>1</sub>	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{CY}$	Centrální kvadratický moment průřezu/řezu C-C k ose y	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{MIN}$	Minimální centrální kvadratický moment průřezu	[mm <sup>4</sup> ]
$J_x$	Centrální kvadratický moment k ose x	[mm <sup>4</sup> ]
$L_1$	Vzdálenost síly $F_{PR}$ od vetknutí	[mm]
$L_2$	Vzdálenost síly $F_{PR}$ od místa sevření	[mm]
$L_{VZP}$	Vzpěrná délka	[mm]
$M_A$	Moment k bodu A	[Nm]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$M_{oA}$	Ohybový moment v průřezu/řezu A-A	[Nm]
$M_{oB}$	Ohybový moment v průřezu B-B	[Nm]
$M_{oB1}$	Ohybový moment v řezu B-B	[Nm]
$M_{oB2}$	Ohybový moment v řezu B-B	[Nm]
$M_{oC}$	Ohybový moment v průřezu C-C	[Nm]
$M_{oC1}$	Ohybový moment v řezu C-C	[Nm]
$M_{oC2}$	Ohybový moment v řezu C-C	[Nm]
$M_{oD1}$	Ohybový moment v řezu D-D	[Nm]

$M_{oD2}$	Ohybový moment v řezu D-D	[Nm]
$M_{TD}$	Moment tření ve středícím důlku	[Nm]
$M_{TM}$	Moment tření pod maticí	[Nm]
$M_{TZ}$	Moment tření na závitu	[Nm]
$M_U$	Utahovací moment	[Nm]
$N$	Normálová síla	[N]
$P_h$	Stoupání závitu	[mm]
$Re$	Mez kluzu	[MPa]
$S$	Plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$S_A$	Plocha průřezu A-A	[mm <sup>2</sup> ]
$S_B$	Plocha průřezu B-B	[mm <sup>2</sup> ]
$S_C$	Plocha průřezu C-C	[mm <sup>2</sup> ]
$S_D$	Plocha průřezu D-D	[mm <sup>2</sup> ]
$V_{max}$	Maximální vůle	[mm]
$W_K$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oAx}$	Průřezový modul v ohybu k ose x průřezu/řezu A-A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oAy}$	Průřezový modul v ohybu k ose y průřezu A-A	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oBx}$	Průřezový modul v ohybu k ose x průřezu B-B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oBx1}$	Průřezový modul v ohybu k ose $x_1$ řezu B-B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oBy}$	Průřezový modul v ohybu k ose y průřezu/řezu B-B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oCx}$	Průřezový modul v ohybu k ose x průřezu C-C	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oCx1}$	Průřezový modul v ohybu k ose $x_1$ řezu C-C	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oCy}$	Průřezový modul v ohybu k ose y průřezu/řezu C-C	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oDy}$	Průřezový modul v ohybu k ose y řezu D-D	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{oDx1}$	Průřezový modul v ohybu k ose $x_1$ řezu D-D	[mm <sup>3</sup> ]
$b$	Šířkový rozměr	[mm]
$b_A$	Šířkový rozměr v řezu A-A	[mm]
$b_B$	Šířkový rozměr v řezu B-B	[mm]
$b_C$	Šířkový rozměr v řezu C-C	[mm]
$b_D$	Šířkový rozměr v řezu D-D	[mm]
$d$	Velký průměr závitu	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu	[mm]
$d_3$	Malý průměr závitu	[mm]
$d_{mr}$	Dolní mezní rozměr	[mm]
$d_s$	Střední průměr	[mm]
$d_{skot}$	Střední průměr ručního kolečka	[mm]
$e_{Ax}$	Vzdálenost krajních vláken od těžištní osy x	[mm]
$e_{Ay}$	Vzdálenost krajních vláken od těžištní osy y	[mm]
$e_{Cx1}$	Vzdálenost krajních vláken od těžištní osy $x_1$	[mm]
$e_{Cy}$	Vzdálenost krajních vláken od těžištní osy y	[mm]
$f$	Součinitel tření	[-]



$f_M$	Součinitel smykového tření pod maticí/hlavou šroubu	[-]
$f_z$	Součinitel tření na závitu	[-]
$h$	Výškový rozměr	[mm]
$h_A$	Výškový rozměr v řezu A-A	[mm]
$h_B$	Výškový rozměr v řezu B-B	[mm]
$h_C$	Výškový rozměr v řezu C-C	[mm]
$h_D$	Výškový rozměr v řezu D-D	[mm]
$h_m$	Výška matice	[mm]
$j_{MIN}$	Minimální kvadratický poloměr průřezu jádra šroubu	[mm]
$k_s$	Bezpečnost	[-]
$k_{sA}$	Bezpečnost v průřezu/řezu A-A	[-]
$k_{sB}$	Bezpečnost v průřezu/řezu B-B	[-]
$k_{sC}$	Bezpečnost v průřezu/řezu C-C	[-]
$k_{sD}$	Bezpečnost v řezu D-D	[-]
$k_{TET}$	Bezpečnost na vzpěr	[-]
$l_{kl}$	Ovládací délka klíče	[mm]
$l_A$	Vzdálenost působíště síly $F_l$ od řezu A-A	[mm]
$l_{BC1}$	Vzdálenost působíště síly $F_l$ od podélné osy ramena	[mm]
$l_{BC2}$	Vzdálenost působíště síly $F_l/2$ od zobrazené osy	[mm]
$l_{D2}$	Vzdálenost působíště síly $F_l/2$ od zobrazené osy	[mm]
$l_o$	Největší ohybová délka šroubu	[mm]
$n$	Součinitel režimu zatížení	[-]
$p$	Měrný tlak v závitu	[MPa]
$p_D$	Dovolený měrný tlak v závitu	[MPa]
$r_A$	Vzdálenost působíště síly $F_l$ od průřezu A-A	[mm]
$r_B$	Vzdálenost působíště síly $F_l$ od průřezu B-B	[mm]
$r_C$	Vzdálenost působíště síly $F_l$ od průřezu C-C	[mm]
$s$	Velikost šestihranu hlavy šroubu	[mm]
$x_{TA}$	Vzdálenost těžiště průřezu A-A od boční strany příčnicku	[mm]
$x_{TB}$	Vzdálenost těžiště průřezu B-B od boční strany příčnicku	[mm]
$x_{TC}$	Vzdálenost těžiště průřezu C-C od boční strany příčnicku	[mm]
$y$	Celkový průhyb	[mm]
$y_1$	Průhyb pod přitlačnou silou	[mm]
$y_2$	Přírůstek průhybu na konci nosníku	[mm]
$y_{TA}$	Vzdálenost těžiště průřezu A-A od spodní strany příčnicku	[mm]
$y_{TB}$	Vzdálenost těžiště průřezu B-B od spodní strany příčnicku	[mm]
$y_{TC}$	Vzdálenost těžiště průřezu C-C od spodní strany příčnicku	[mm]
$z$	Počet závitů	[-]
$\alpha$	Úhel profilu	[°]
$\beta_k$	Koeficient přidavného krutu	[-]
$\Delta l_D$	Rozdíl vzdáleností v řezu D-D	[mm]
$\lambda_s$	Štíhlost	[-]

$\lambda_M$	Mezní štíhlost	[-]
$\sigma_A$	Výsledné napětí průřezu A-A	[MPa]
$\sigma_B$	Výsledné napětí průřezu B-B	[MPa]
$\sigma_C$	Výsledné napětí průřezu C-C	[MPa]
$\sigma_D$	Výsledné napětí průřezu D-D	[MPa]
$\sigma_d$	Tlakové napětí	[MPa]
$\sigma_{DOV}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_o$	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{oAx}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy x v průřezu /řezu A-A	[MPa]
$\sigma_{oAy}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy y v průřezu A-A	[MPa]
$\sigma_{oBx}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy x v průřezu B-B	[MPa]
$\sigma_{oBx1}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy $x_1$ v řezu B-B	[MPa]
$\sigma_{oBy}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy y v průřezu /řezu B-B	[MPa]
$\sigma_{oCx}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy x v průřezu C-C	[MPa]
$\sigma_{oCx1}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy $x_1$ v řezu C-C	[MPa]
$\sigma_{oCy}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy y v průřezu /řezu C-C	[MPa]
$\sigma_{oDx1}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy $x_1$ v řezu D-D	[MPa]
$\sigma_{oDy}$	Ohybové napětí ohýbající kolem osy y v řezu D-D	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{red A}$	Redukované napětí v průřezu A-A	[MPa]
$\sigma_T$	Kritické napětí podle Tetmajera	[MPa]
$\sigma_{tB}$	Tahové napětí v řezu B-B	[MPa]
$\sigma_{tC}$	Tahové napětí v řezu C-C	[MPa]
$\sigma_{tD}$	Tahové napětí v řezu D-D	[MPa]
$\sigma_u$	Mez úměrnosti	[MPa]
$\tau_A$	Smykové napětí v řezu A-A	[MPa]
$\tau_K$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	Úhel natočení	[°]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]

## Úvod

V technické praxi se často stává, že je potřeba z hřídele demontovat opotřebené ložisko, ozubené kolo, případně další součásti. K tomuto účelu slouží stahovák. V mé bakalářské práci se budu zabývat návrhem univerzálního stahováku rotačních součástí.

Zařízení je založeno na jednoduchém mechanickém principu pohybového šroubu. Vytlačovací šroub je umístěn rovnoběžně s rameny a prochází maticí umístěnou v příčnicku. Na něj jsou nasunuta ramena, která jsou na konci vybavena háky.

Obsahem první části práce je rešerše, která se zabývá přehledem stahováků vyskytujících se v současné době na trhu.

Ve druhé části práce se věnuji návrhu a pevnostní kontrole stahováku. Dále se snažím nalézt vhodné zakončení výtlačného šroubu, aby se tento stahovák dal použít téměř všude. Poslední problematikou je řešení způsobu upínání ramen k příčnicku, které by mělo zamezit spadávání ramen během manipulace.

Cíle bakalářské práce:

- Vypracování přehledu stahováků dostupných na trhu
- Konstrukční návrh stahováku
- Pevnostní kontrola navržených částí
- Určení potřebné ovládací síly s ohledem na maximální sílu, kterou může vyvinout člověk

## 1 Rozdělení stahováků

Na trhu se vyskytuje množství stahováků, které mají nejrůznější využití. Nejběžnější jsou univerzální dvouramenné, popřípadě tříramenné stahováky. Oba druhy lze používat na stahování kuličkových ložisek, ozubených kol, kotoučů, lanovnic, řemenic a mnoha dalších strojních dílů.

Celkem rozšířené jsou také stahováky zaměřené přímo na automobilový průmysl. Do této skupiny se řadí například stahováky na demontáž nábojů kol, dále stahováky volantů, ramen stěračů a řemenic vačkové hřídele.

Existují také stahováky se specifickým využitím, mezi něž patří třeba stahovák přímo určený na řemenice, nebo specializované stahováky sloužící k demontáži ložisek.

### 1.1 Rozdělení stahováků podle počtu ramen

Stahováky lze podle počtu ramen rozdělit do následujících skupin:

#### **Dvouramenné stahováky**

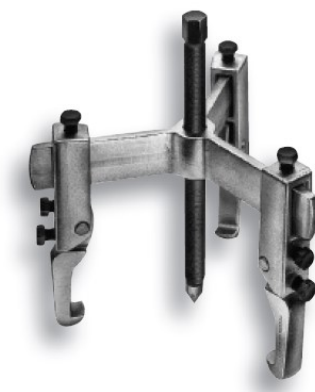
Jedná se o jeden z nejjednodušších typů stahováků. Je složen z příčnicku, na který se z obou stran nasazují posuvná ramena (čelisti). Standardně je ramena možné nasunout tak, aby bylo možné součásti stahovat z vnitřní nebo vnější strany. Uprostřed příčnicku se nachází výtlačný šroub, který bývá zakončen hrotem nebo kulovou plochou.



Obr. 1.1 Dvouramenný stahovák [9]

### **Tříramenné stahováky**

Tříramenný stahovák se konstrukčně liší od dvouramenného pouze přidáním jednoho ramena. Pokud je okolo stahované součásti dostatek prostoru, je doporučeno použít tříramenný stahovák místo dvouramenného. Zatížení se lépe rozloží a ramena nebudou tolik namáhána. Také tlaky v místě styku háku a stahované součásti se sníží. Tím se minimalizuje riziko deformace jak stahované součásti, tak háku ramena. Stahovák je dále stabilnější a snese větší zatížení.



Obr. 1.2 Tříramenný stahovák [14]

### **Přestavitelné dvouramenné nebo tříramenné stahováky**

Přestavitelné stahováky umožňují měnit počet háků podle potřeby. První varianta počítá se souměrným uspořádáním dvou čelistí naproti sobě. Druhou možností je na příčnick nasunout tři čelisti, jak je ukázáno na Obr. 1.3.



Obr. 1.3 Přestavitelný stahovák [14]

## **Víceramenné stahováky**

Existují i stahováky s více rameny než dvěma nebo třemi. Jedná se například o pětiramenné stahováky, které se používají např. při demontáži nábojů kol osobních a nákladních vozidel.

## **1.2 Rozdělení podle převodu**

Podle převodu se stahováky dělí na:

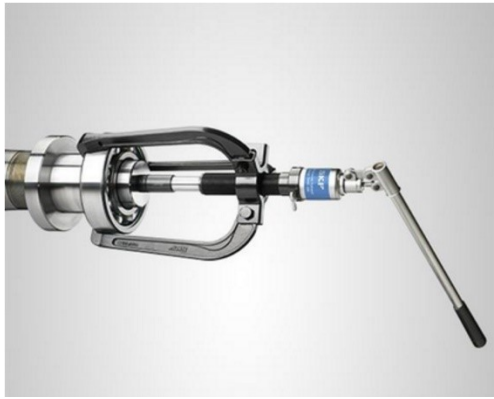
### **Stahováky s mechanickým (šroubovým) převodem**

Ústředním prvkem mechanického stahováku je pohybový šroub. Pohyb otáčivý se přeměňuje na pohyb přímočarý. A podobně, krouticí moment se mění ve výtlačnou sílu. Tyto stahováky budou podrobněji rozebrány v druhé kapitole.

### **Stahováky s hydraulickým převodem**

Stahováky s hydraulickým převodem se používají při demontáži součástí, u kterých je spoj zatuhlý, zkorodovaný nebo je uložení velmi těsné. V těchto případech je nutné vyvodit velkou pracovní sílu k demontáži součásti. Práce bývá oproti šroubovým stahovákům fyzicky méně náročná.

Hydraulický stahovák je vzhledem velice podobný mechanickému stahováku. Jedinou odlišností je použití hydraulického vřetena namísto výtlačného šroubu. Ovládací pohyb stahováku se liší v závislosti na výrobci. Stahováky firmy SKF se ovládají pákou kývavým pohybem (Obr. 1.4), zatímco stahováky od firmy Sickes-Pickavant vytváří pracovní sílu při otáčení tyčinky v horní části vřetena (Obr. 1.5). Hydraulické stahováky umožňují běžně vyvinout sílu o velikosti 100 až 150 kN v závislosti na provedení stahováku. Vřetena bývají vybavena pojistnými ventily, které zabraňují překročení tlaku a tím chrání celý stahovák před zničením. [18], [19]



Obr. 1.4 Hydraulický stahovák SKF TMHC  
110 E [18]



Obr. 1.5 Hydraulický stahovák SP 1500  
Series [19]

Těžké hydraulické čelist'ové stahováky se využívají při stahování velkých součástí v případě potřeby vyvinutí velkých stahovacích sil. Jsou určeny pro těžký provoz a vyrábí se se třemi rameny. Maximální demontážní síly se pohybují v rozmezí 150–500 kN. U těchto stahováků bývá hydraulická ruční pumpa oddělena a ke zbytku stahováku je připojena hadicí. Navíc je zde manometr pro hlídání tlaku v hydraulickém válci. Pro další ušetření práce je možné ruční pumpu nahradit elektrohydraulickou pumpou. Zástupcem je například stahovák od firmy SKF, model THMP 50 [10].

### 1.3 Rozdělení podle typu stahování

Rozlišujeme stahování vnější a vnitřní. O vnější stahování se jedná, když čelisti obepínají součást z vnějšku a háky směřují do osy hřídele. U vnitřního stahování je to naopak. Velká část stahováků na trhu nabízí oba výše zmíněné druhy. Orientaci ramen s háky je možno snadno změnit. Většinou stačí rameno vysunout, otočit a nasunout zpět. U stahováků s překlápěcími rameny je zpravidla nutné vyšroubovat šroub, otočit ramena a opět zajistit šroubem.

## **2 Univerzální mechanické dvouramenné a tříramenné stahováky**

Jak je zmíněno v úvodu, účelem této práce je navrhnout univerzální stahovák rotačních součástí s ručním stahováním pomocí páky na vytlačovací šroubu, proto bude tento typ stahováků rozebrán důkladněji. V následujícím textu budou popsána jednotlivá provedení dvou a tříramenných stahováků.

### **2.1 Provedení s posuvnými rameny**

Ramena (také označována jako čelisti) jsou umístěna posuvně na příčnicku a jsou trvale orientována rovnoběžně se šroubem. Mohou být snadno demontována a nahrazena delšími nebo kratšími rameny. Při demontáži v těžko přístupných místech je možné nasunout úzká ramena.

Takovéto provedení bývá často vybaveno systémem k upínání ramen na příčnicku. Standardně se upínání řeší utáhnutím zajišťovacích šroubů klíčem. Pro ruční uvolňování a upínání se používá rýhovaná matice, ruční kolečko (šroub) nebo rychloupínač (Obr. 1.1) umožňující rychlé přestavení polohy ramena.

Na příčnicku je někdy vyznačená stupnice, která slouží k souměrnému nastavení ramen (Obr. 1.1). Hlavně u tříramenných stahováků je pak i díky tomuto nastavení ramen zatížení rozděleno rovnoměrně.

### **2.2 Provedení s otočnými rameny**

Tyto stahováky disponují otočnými rameny, která v procesu demontáže součást automaticky pevně uchopí. Čím větší je pracovní síla, tím větší je síla uchopení háky ramen. [11]

Každé rameno může být opatřeno buď jedním hákem, nebo háky na obou stranách. Na jedné straně bývá hák užší, aby byla možná demontáž v hůře přístupných místech.

Doplňkem můžou být další otvory v ramenech, které umožňují přenastavit stahovák pro jiné rozměry stahované součástí. Na Obr. 2.1 se nachází stahovák americké společnosti Lisle, který má háky na obou stranách ramen a také otvory pro správné seřízení stahováku podle velikosti součástí.





Obr. 2.1 Seřiditelný stahovák Lisle [4]

### 2.3 Provedení stahováků s nastavitelným rozevřením

Jedná se především o tříramenné stahováky, které mohou vyvinout velkou stahovací sílu. Požadované rozpětí (šířka) ramen se nastaví klíčem. Tím, že se všechna ramena polohují stejně, jsou tyto stahováky samostředící.



Obr. 2.2 Stahovák Kukko 12-4  
s nastavitelným rozevřením [6]

### 2.4 Samostředící stahováky s automaticky se svírajícími rameny

Tento druh stahováků je vybaven pružinou, která tlačí ramena směrem k ose stahováku. Při demontáži stačí ramena odklopit a háky zasunout za stahovanou součást. Háky se automaticky

přítlačí k součásti a stahovák se vystředí. Zástupcem této skupiny stahováku je například Kukko K-482. [6]

Na obdobném principu fungují také stahovány SKF Easy Pull, u kterých se místo ramen přítlačí dolní kotouč spojující ramena k hornímu kotouči (na Obr. 1.10 mají kotouče červenou barvu). [8]



Obr. 2.3 Stahovák SKF Easy Pull [8]

## 2.5 Stahovány ložisek

Pro demontáž ložisek lze použít univerzální stahovány. Velmi často se však využívají speciální stahovány přímo určené pro stahování ložisek. Patří sem stahovány se zadním uchycením, ložiskové vytahovány, stahovány ložisek ze slepých děr. Více informací včetně obrázků je poskytnuto v příloze A.

### 3 Návrh a kontrola univerzálního stahováku rotačních součástí

Z poznatků uvedených v předchozí kapitole vyplývá, že nejvýhodnějším řešením pro univerzální stahování rotačních součástí je tříramenný stahovák. V této kapitole bude proveden jeho návrh a následná pevnostní kontrola dílů.

#### 3.1 Návrh a kontrola šroubu

Průměr šroubu je navržen z tlakového namáhání vznikajícího v důsledku působení osově síly  $F_0$ . Zatím neznámý krut je při návrhu zohledněn koeficientem přidavného krutu  $\beta_k$ .

$$\beta_k \cdot \sigma_d = \beta_k \cdot \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \sigma_{DOV} \quad (3.1)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{\beta_k \cdot k_s \cdot 4 \cdot F_0}{\pi \cdot Re}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 8000}{\pi \cdot 325}} = 11,06 \text{ mm} \quad (3.2)$$

$\beta_k = 1,3$  ... koeficient přidavného krutu zvolen pro jednochodý závit [1]

Pro šroub je zvolen lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý závit podle ČSN 01 4050 [3]. Výsledná velikost závitu je Tr 16 x 2 s rozměrem středního průměru  $d_2 = 15$  mm, rozměrem malého průměru  $d_3 = 13,5$  mm a úhlem profilu  $\alpha = 30^\circ$ .

Rozměr pro klíč je stejný jako u normalizovaných šroubů (např. ISO 4014) [3]. Výška hlavy šroubu bude prodloužena na 25 mm pro snadnější obsluhu. Pro tento šroub je velikost šestihranu hlavy šroubu  $s = 24$  mm a jedná se zároveň o charakteristický rozměr pro polotovar – šestihrannou tyč. Materiálem je ocel 11 600.0 dle ČSN. Tyč v tomto provedení lze zakoupit například u společnosti CZ FERRO steel [21]. Šroub bude po výrobě galvanicky zinkován.

Síla  $F_0$  způsobuje ve šroubu tlakové napětí:

$$\sigma_d = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{8000}{\frac{\pi \cdot 13,5^2}{4}} = 55,9 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

K výpočtu třecího momentu v závitě bude potřeba vypočítat redukovaný třecí úhel a úhel stoupání.

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

Šroub bude mazán olejem a součinitel tření pro mazaný závit se zinkovými stykovými plochami je  $f_z = (0,11 \div 0,17)$  [2]. Pro kontrolu je zvolena horší varianta  $f_z = 0,16$ .

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,16}{\cos \left( \frac{30}{2} \right)} = 9,405^\circ \quad (3.4)$$

Úhel stoupání:

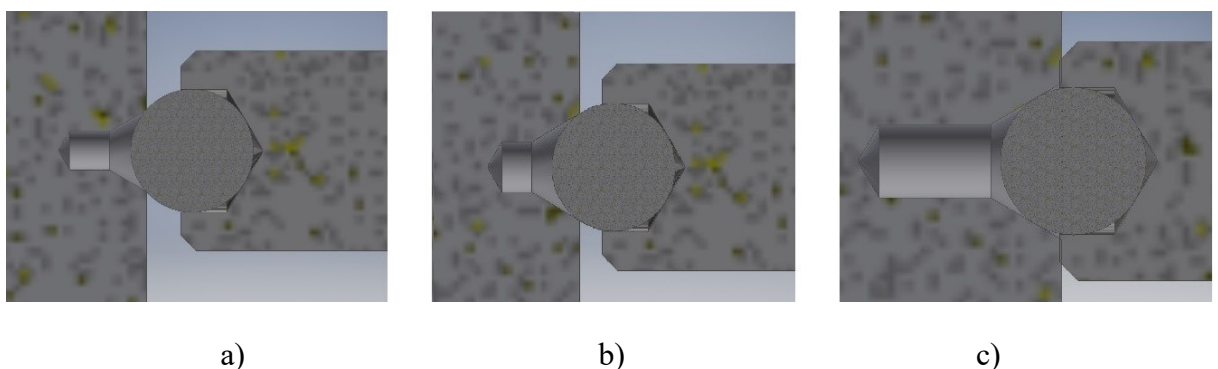
$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 15} = 2,430^\circ \quad (3.5)$$

Redukovaný třecí úhel je větší než úhel stoupání, což nám zaručí, že šroub je samosvorný. Šroub je dále namáhán krutem od tření na závitu a také od tření na stykových plochách zaobleného hrotu a středícího důlku. Výsledný krut se získá jejich součtem.

Moment tření na závitu:

$$M_{TZ} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 8000 \cdot \operatorname{tg}(9,405 + 2,430) \cdot \frac{0,015}{2} = 12,6 \text{ Nm} \quad (3.6)$$

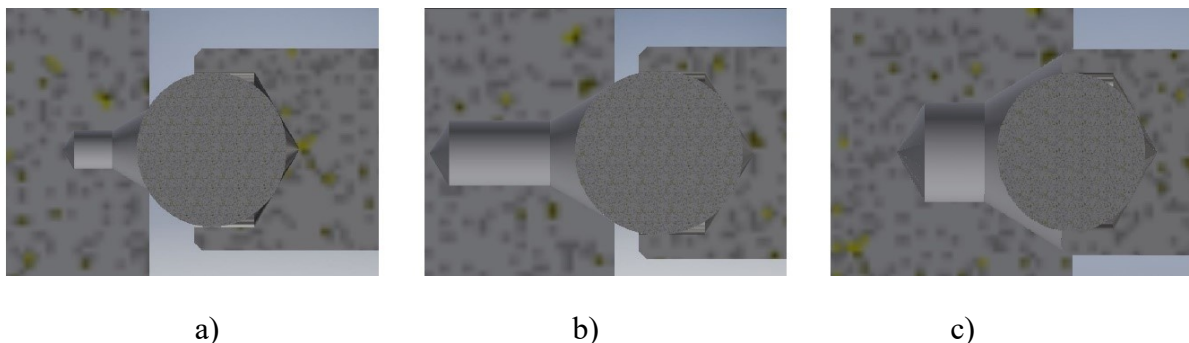
Prvotní návrh počítal s umístěním kalené kuličky na konec tlačného šroubu. Toto provedení by nezpůsobovalo větší opotřebení konce šroubu (kuličky) a poškození hřídele. Avšak má jen omezený rozsah použití. Například kulička o průměru 8 mm by mohla být použita maximálně do velikosti středícího důlku A 3,15. Při použití větších středících důlků by docházelo k opírání o netvrzený konec šroubu místo o kuličku. Velmi rychle by se stahovák zničil. Vzhledem k maximálnímu průměru stahovaných součástí, který je 300 mm, lze předpokládat, že se na hřídelích budou nacházet spíše větší středící důlky než A 3,15 nebo B 3,15.



Obr. 3.1 Kulička vsunutá do důlků ISO 6411 a) A 2,5/5,3; b) A 3,15/6,7; c) A 4/8,5

Možným řešením je zvětšení průměru kalené kuličky. Při zalisování kuličky průměru 10 mm se dají stahovat součásti z hřídelů se středícím důlkem A 4. U větších středících důlků by opět

docházelo k opírání o netvrzený konec šroubu, v tomto případě s ještě menší tloušťkou stěny (Obr. 3.2). Další zvětšení kuličky již není možné, neboť její průměr je omezen velikostí vnitřního závitu šroubu.

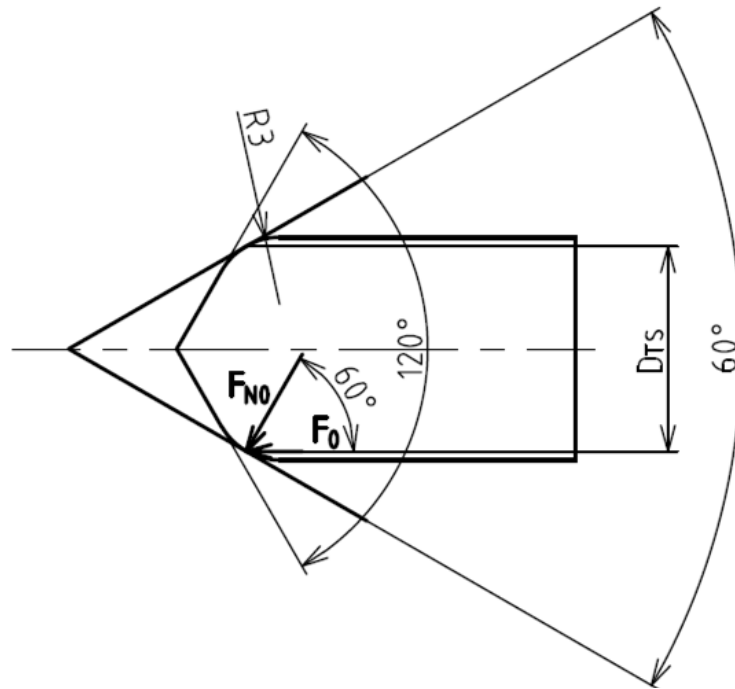


Obr. 3.2 Kulička vsunutá do důlků ISO 6411 a) A 2,5/5,30; b) A 4/8,5; c) A 6,3/13,2

Přes všechny své výhody kulička nemá univerzální využití a je limitována velikostí středícího důlku. Proto bylo od kuličky upuštěno a místo ní je do konce šroubu vsazen kalený hrot. Jedná se o válec o průměru 10 mm, který je zakončen kuželem s vrcholovým úhlem  $120^\circ$ . Toto uspořádání zabrání kontaktu materiálu šroubu s kuželovou plochou středícího důlku. Jediným omezením jsou největší normalizované středící důlky s jmenovitým průměrem 10 mm, protože u nich by hrot pronikl až do válcového otvoru středícího důlku a došlo by k zadření nebo kontaktu netvrzeného materiálu šroubu s hřídelí. Aby nedocházelo k vydření drážky do středícího důlku, je hrot opatřen zaoblením hrany mezi kuželovou a válcovou plochou.

Na Obr. 3.3 je zobrazen model hrotu a středícího důlku, pomocí kterého bude vypočteno tření ve stykové ploše.

Normálová síla  $F_{N0}$  působí kolmo ke kuželové ploše a dopočítá se z osové síly  $F_0$ . Třecí průměr je určený programem Autodesk Inventor 2017 ( $D_{TS} = 9,2$  mm). Pro nemazané ocelové třecí plochy je součinitel  $f = 0,2$  [3].



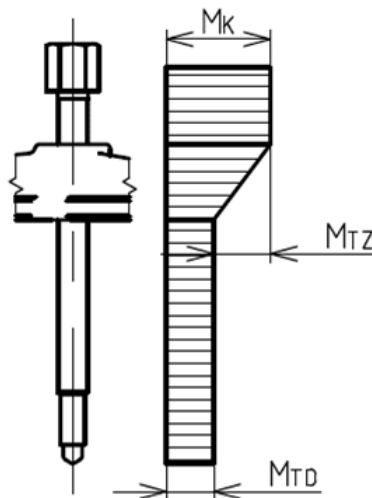
Obr. 3.3 Konečná verze hrotu ve středícím důlku

$$F_{N0} = \frac{F_0}{\cos(60)} = \frac{8000}{\cos(60)} = 16000 \text{ N} \quad (3.7)$$

Třecí moment ve středícím důlku:

$$M_{TD} = F_{N0} \cdot f \cdot \frac{D_{TS}}{2} = 16000 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,0092}{2} = 14,7 \text{ Nm} \quad (3.8)$$

Výsledný krouticí moment:



Obr. 3.4 Průběh krouticího momentu

$$M_K = M_{TZ} + M_{TD} = 12,6 + 14,7 = 27,3 \text{ Nm} \quad (3.9)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{27,3 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 13,5^3}{16}} = 56,5 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4\tau_K^2} = \sqrt{55,9^2 + 4 \cdot 56,5^2} = 126,1 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

Výsledná bezpečnost šroubu:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{325}{126,1} = 2,6 \quad (3.12)$$

### Výpočet ovládací síly

Stahovací síla bude vyvozena klíčem (např. oboustranným klíčem spolčenosti Bahco [12]). Délka oboustranného klíče se obvykle pohybuje okolo 260–270 mm. Ovládací délka bude po odečtení půlky šířky dlaně a vzdálenosti od osy šroubu ke konci klíče asi  $l_{kl} = 200 \text{ mm}$ .

$$F_{ovl} = \frac{M_k}{l_{kl}} = \frac{27,3}{0,2} = 136,5 \text{ N} \quad (3.13)$$

Na Obr. 3.5 je vidět, že zatížení je jednostranné a ovládací síla kromě krutu způsobuje také ohyb šroubu. Maximální ohybové namáhání je v místě vstupu šroubu do matice. Vzdálenost od tohoto místa k půlce hlavy šroubu je  $l_o = 145 \text{ mm}$ .

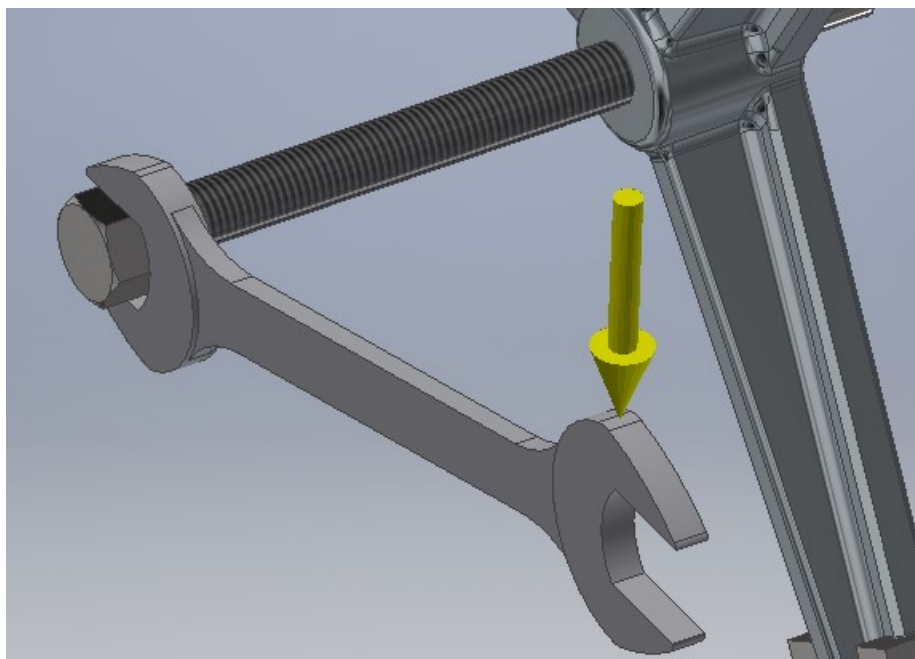
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{ovl} \cdot l_o}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{136,5 \cdot 145}{\frac{\pi \cdot 13,5^3}{32}} = 81,9 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4\tau_K^2} = \sqrt{81,9^2 + 4 \cdot 56,5^2} = 139,6 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Výsledná bezpečnost šroubu:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{325}{139,6} = 2,3 \quad (3.16)$$



Obr. 3.5 Model zatížení šroubu při současném namáhání krutem a ohybem

### Kontrola šroubu na vzpěr

Pohybový šroub je namáhán tlakem, proto bude dále zkontrolován na vzpěr.

Minimální centrální kvadratický moment průřezu šroubu:

$$J_{MIN} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 13,5^4}{64} = 1630,4 \text{ mm}^4 \quad (3.17)$$

Plocha průřezu šroubu:

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 13,5^2}{4} = 143,1 \text{ mm}^2 \quad (3.18)$$

Minimální kvadratický poloměr jádra šroubu [1]:

$$j_{MIN} = \sqrt{\frac{J_{MIN}}{S}} = \sqrt{\frac{1630,44}{143,14}} = 3,4 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Výpočet štíhlosti [1]:

Při zašroubování šroubu do stahováku je maximální vzpěrná délka  $L_{VZP} = 173 \text{ mm}$ . Vzdálenost je brána od konce hrotu až po místo, kde šroub vstupuje do matice. V provozu pravděpodobně k takové situaci nedojde, protože při maximálním zašroubování šroubu má být součást z hřídele



stažena. Jedná se tedy o krajní případ, kdy provozní namáhání na vzpěr bude vždy menší. Vzpěrná délka je odměřena v programu Autodesk Inventor 2017.

$$\lambda_{\xi} = \frac{L_{VZP}}{j_{MIN}} = \frac{155}{3,4} = 45,6 \quad (3.20)$$

Mezní štíhlost:

Pro tento režim zatížení je  $n = 0,25$  [1]. Modul pružnosti v tahu pro ocel  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Pa. Mez úměrnosti pro ocel 11 600 podle ČSN je  $\sigma_u = 50$  MPa [1].

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{n \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{0,25 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{50 \cdot 10^6}} = 101,8 \quad (3.21)$$

$$30 < \lambda_{\xi} < \lambda_M \Rightarrow 30 < 45,6 < 101,8 \quad (3.22)$$

Štíhlost je větší než 30, proto kontrola na vzpěr musí být provedena. V důsledku toho, že je vypočtená štíhlost menší než mezní, bude provedena kontrola na vzpěr v nepružné oblasti podle Tetmajera (vztah 3.22). Kritické Tetmajerovo napětí se spočte podle vztahu [1]:

$$\sigma_T \cong Re - \frac{Re - \sigma_u}{\lambda_M - 30} \cdot (\lambda_{\xi} - 30) = 325 - \frac{325 - 50}{101,8 - 30} \cdot (45,6 - 30) = 265,3 \text{ MPa} \quad (3.23)$$

Výpočet Tetmajerovy kritické síly:

$$F_{KR} = \sigma_T \cdot S = 265,3 \cdot 143,1 = 37964,4 \text{ N} \quad (3.24)$$

Bezpečnost na vzpěr:

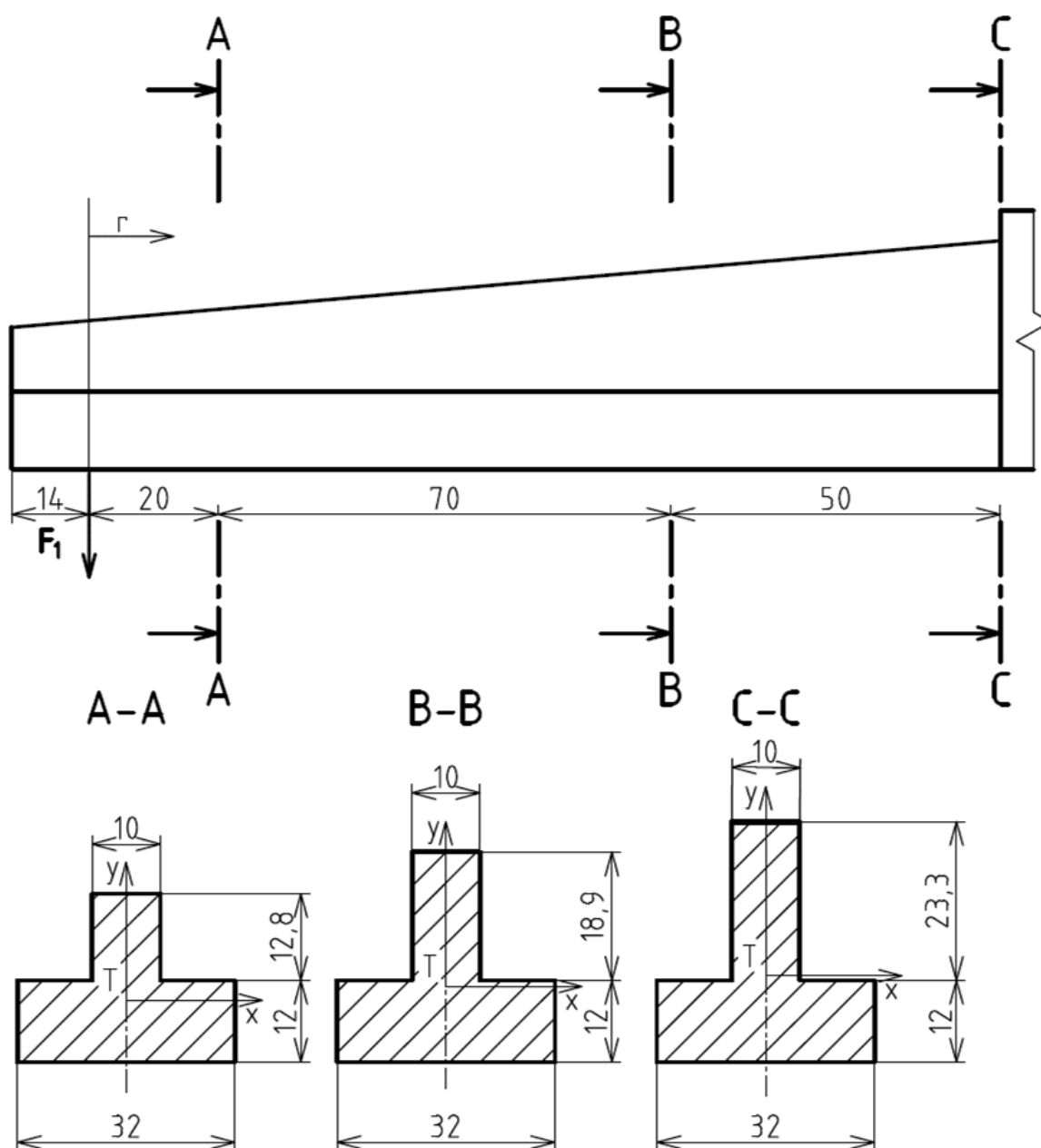
$$k_{TET} = \frac{F_{KR}}{F_0} = \frac{37964,4}{8000} = 4,7 \quad (3.25)$$

Bezpečnost na vzpěr v nepružné oblasti je větší než 2,5, šroub této kontrole vyhověl.

### 3.2 Kontrola příčnicku

Jak už bylo zmíněno na počátku, je vhodnější použít tříramenný příčník. Příčník se bude vyrábět kováním. Jako materiál poslouží ocel S235JR o mezi kluzu  $Re = 225$  MPa pro tloušťku

materiálu 16–40 mm [15]. Ochrana proti korozi je zajištěna galvanickým pozinkováním příčnicku po obrobení.



Obr. 3.6 Model ke kontrole příčnicku

### Výpočet síly připadající na jedno rameno

Osová síla ve šroubu se v příčnicku rozloží do třech ramen. Síla se však nemusí rozložit rovnoměrně. Do výpočtu se případná nerovnoměrnost zahrne tím, že se síla v jednom rameni navýší o 20 %.

$$F_1 = 1,2 \cdot \frac{F_0}{3} = 1,2 \cdot \frac{8000}{3} = 3200 \text{ N} \quad (3.26)$$

Každá ze tří částí příčnicku je zatížena silou  $F_1$ , která způsobuje ohyb. Dále se na příčník přenáší krouticí moment vyvozený silou člověka při otáčení klíčem. Předpokladem je, že se stahovák bude držet za jednu větev příčnicku a tento moment bude rameno ohýbat. Proto bude příčník namáhán dvojosým ohybem. Smyková napětí dosahují nízkých hodnot a ve výpočtech jsou zanedbána. Kontrola je provedena pro tři vybrané průřezy. Nejvíce namáhaný je průřez C-C. Výpočty pro méně namáhané průřezy A-A a B-B se nachází v příloze C. Parametry průřezů jsou určeny v Autodesk Autocad 2017.

### Průřez C–C

Vzdálenost průřezu C-C od síly  $F_1$ :  $r_C = 140 \text{ mm}$

Souřadnice těžiště:  $y_{TC} = 12,7 \text{ mm}$ ;  $x_{TC} = 16 \text{ mm}$

Momenty setrvačnosti k těžištním osám:  $J_{CX} = 60\,323 \text{ mm}^4$ ;  $J_{CY} = 34\,710 \text{ mm}^4$

Výpočet ohybového napětí od síly  $F_1$ :

$$\sigma_{ocx} = \frac{M_{oc}}{W_{ocx}} = \frac{F_1 \cdot r_C}{\frac{J_{CX}}{y_{TC}}} = \frac{3200 \cdot 140}{\frac{60323}{12,7}} = 94,3 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

Výpočet ohybového napětí od ovládací síly člověka:

$$\sigma_{ocy} = \frac{M_K}{W_{ocy}} = \frac{M_K}{\frac{J_{CY}}{x_{TC}}} = \frac{27300}{\frac{34\,710}{16}} = 12,6 \text{ MPa} \quad (3.28)$$

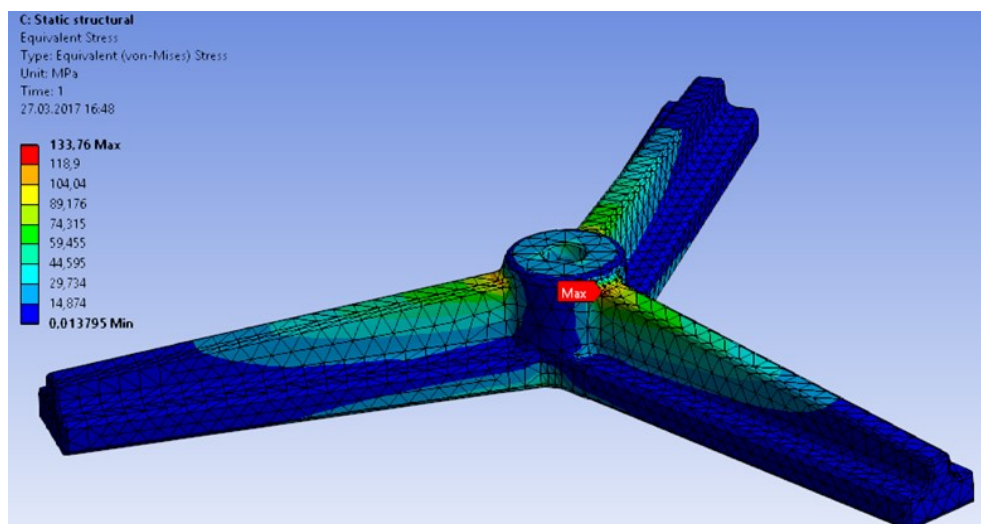
Výsledné ohybové napětí:

$$\sigma_C = \sqrt{\sigma_{ocx}^2 + \sigma_{ocy}^2} = \sqrt{94,3^2 + 12,6^2} = 95,1 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

Výsledná bezpečnost v místě C-C:

$$k_{sc} = \frac{Re}{\sigma_{oc}} = \frac{225}{95,1} = 2,4 \quad (3.30)$$

Příčník byl dále zkontrolován v softwaru MKP v Ansys Workbench 17.2. Byl vytvořen model, kdy na každé z ramen byla umístěna síla 12 mm od konce, a na jedno z ramen byl umístěn krouticí moment vyvozený ovládací silou člověka. Tento stav odpovídá stahování součásti o maximálním průměru 300 mm při maximálnímu zatížení. Výsledkem je, že napětí nepřekročilo 140 MPa, a to ani v kritickém místě přechodu do matice (Obr. 3.7). Maximální deformace dosáhla jedné desetiny milimetru a neovlivňuje funkčnost celku.



Obr. 3.7 Kontrola příčníku metodou konečných prvků

Součástí příčníku je také otvor se závitem (matice), do kterého se našroubuje šroub. Návrh délky závitu vychází z kontroly měrného tlaku v závitu. Dovolенý měrný tlak v závitu pro ocelovou matici a ocelový šroub je  $p_D = 20$  MPa [1].

Pro měrný tlak závitu platí vztah [1]:

$$p = \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot z} \leq p_D \quad (3.31)$$

Nosná hloubka závitu se vypočte podle vztahu:

$$H_z = \frac{d - D_1}{2} = \frac{16 - 14}{2} = 1 \text{ mm} \quad (3.32)$$

Vnitřní průměr závitu matice  $D_1 = 14$  mm [3].

Ze vztahu 3.31 lze vyjádřit hledaný počet závitů

$$z \geq \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot p_D} = \frac{8000}{\pi \cdot 15 \cdot 1 \cdot 20} = 8,49 \doteq 9 \quad (3.33)$$

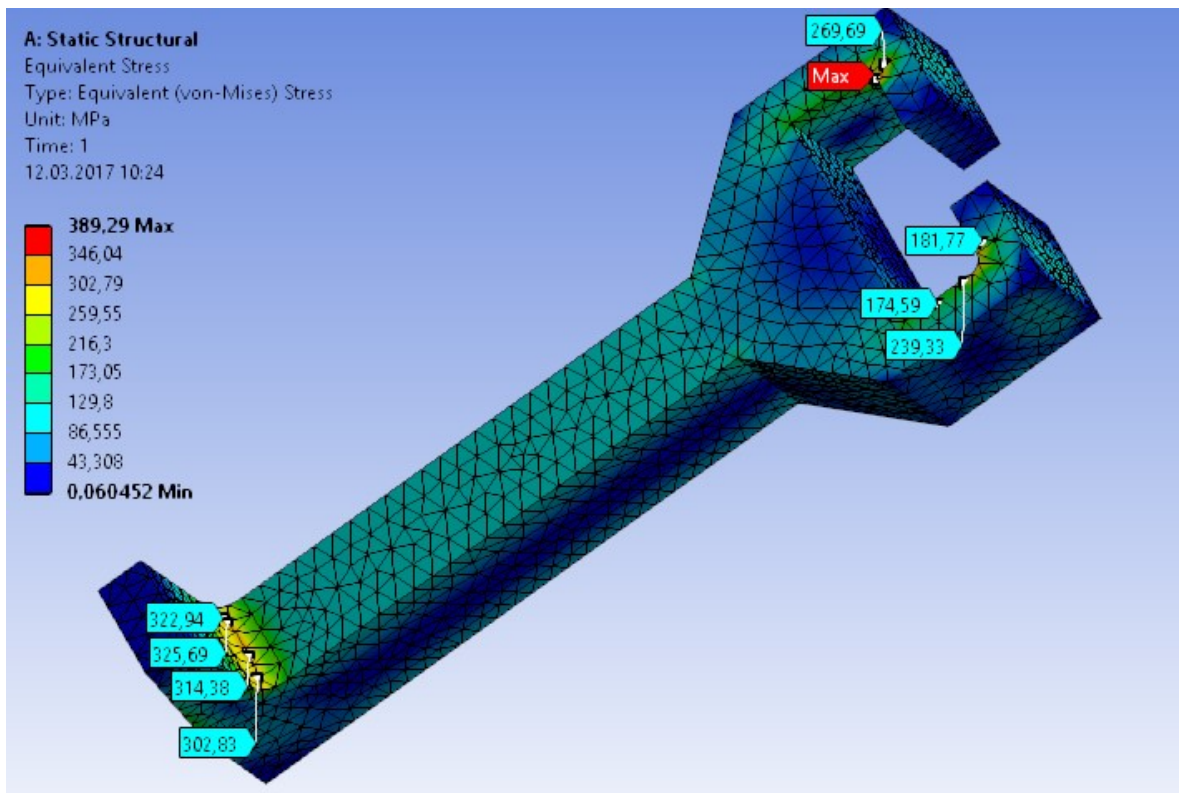
Výška matice:

$$h_m = z * P_h = 9 * 2 = 18 \text{ mm} \quad (3.34)$$

Nakonec je vzhledem ke konstrukci zvolena výška matice  $h_m = 40 \text{ mm}$ .

### 3.3 Návrh a kontrola ramena

Na Obr. 3.8 je zobrazen počáteční návrh ramena. Model je zatížen silou  $F_I = 3200 \text{ N}$ . Působí síla  $F_I$  by se ideálně mělo nacházet ve středu plošky háku, avšak z důvodu bezpečnosti je pro výpočet umístěno 5 mm od konce háku. Rameno je pak nasazeno na příčník, který je však pro názornost skrytý.

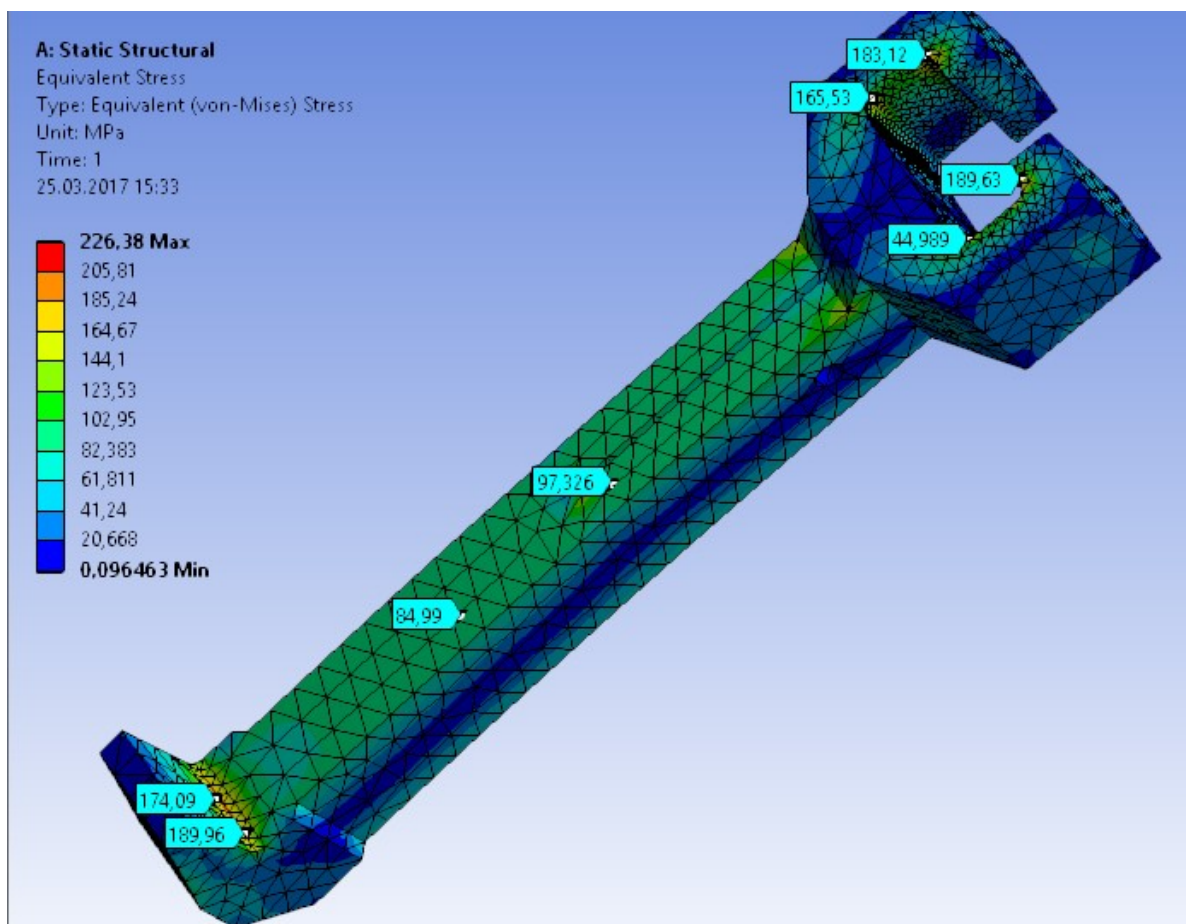


Obr. 3.8 Původní návrh ramena

Jak je vidět, v některých místech dosahuje napětí vysokých hodnot. Proto je nutné provést optimalizaci. První úpravou projde hák v dolní části ramena. Napětí zde dosahuje okolo 300 MPa, a to je vysoké číslo i pro materiály s vyšší mezí kluzu. Řešením je rozšířit konec háku a také jeho tloušťku. Dále je možné zkosit zadní hranu háku, protože není zatížena.

V místě, kde se stýká rameno s příčníkem, dochází opět k výraznému nárůstu napětí. Tloušťka stěh obklopující příčník se proto zvětší z 6 mm na 8 mm. Navíc je upravena i výška ramena v této oblasti.

Aby ramena při manipulaci nesjížděla z příčnicku, bude rameno vybaveno upínacím systémem. K upínání bude použit ruční šroub. V důsledku této úpravy bude nutné rameno přerušit a



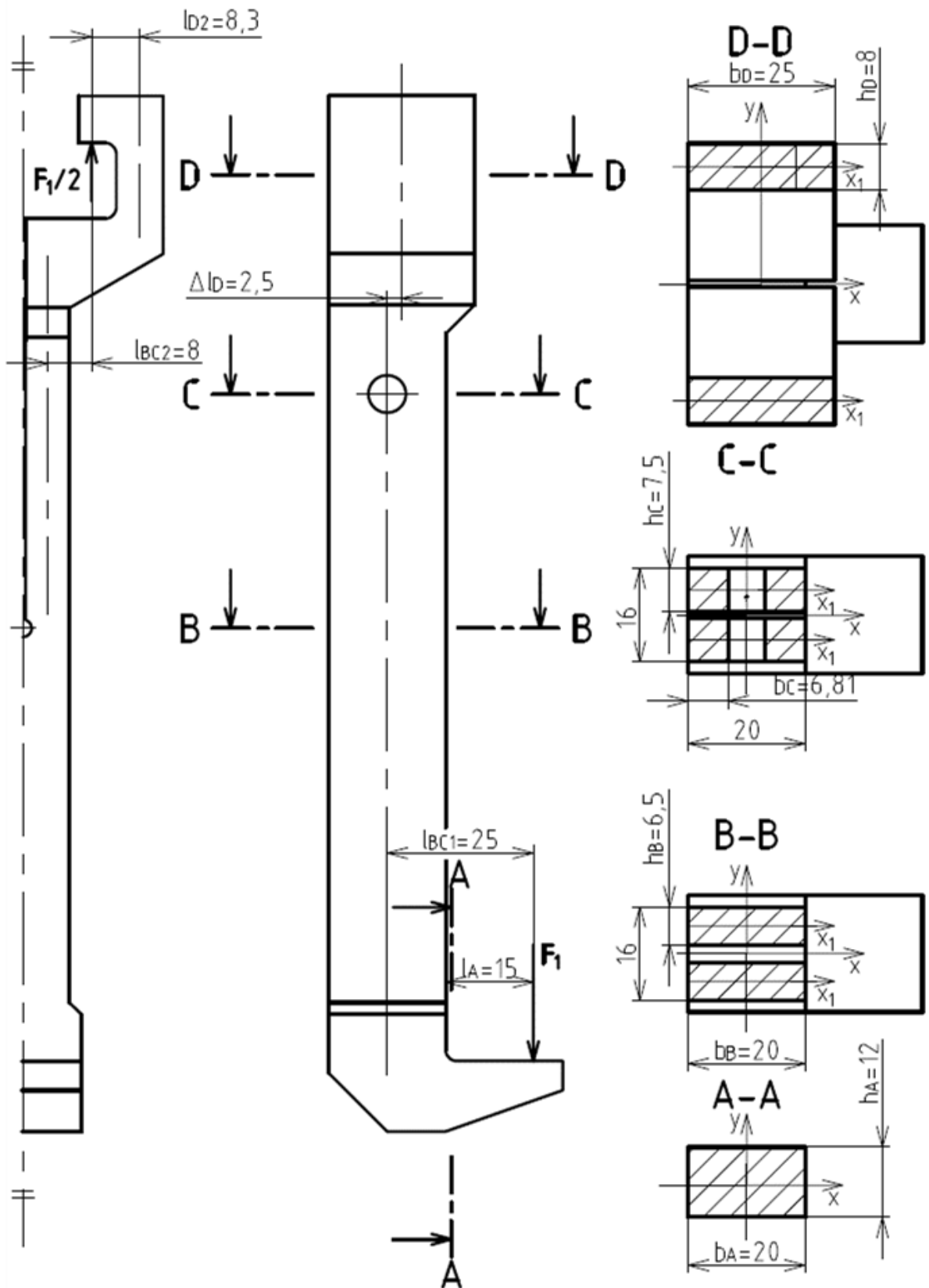
Obr. 3.9 Finální provedení ramena

vyvrtat otvor na jedné straně řezu se závitem. Celé rameno se musí prodloužit, protože by část ručního kolečka zasahovala do stahované součásti. Finální rameno po všech úpravách je zobrazeno na Obr. 3.9.

Výsledkem je výrazné snížení namáhání v kritických místech. Zatížení modelu zůstává v tomto případě téměř stejné, jedinou změnou je přidání předpětí do otvoru pro upínací šroub. Velikost předpětí je spočítána dále v práci. Na celkovou napjatost má ale jen minimální vliv.

Navržené rameno je dále zkontrolováno analyticky.

Materiál ramena je ocel S355J2 a bude dodáván jako čtvercová tyč o průřezu 60 x 60 mm [13]. Pro tloušťku 40–63 mm je mez kluzu  $R_e = 335$  MPa [16]. Maximální dosažené napětí je přibližně 223 MPa a nachází se pod mezí kluzu. K ochraně proti korozi je celé rameno po obrobění galvanicky zinkováno. Analytický výpočet bude proveden v následujícím kroku.



Obr. 3.10 Schéma ramena pro analytický výpočet

### Řez A-A

Materiál je v řezu A-A namáhán ohybovým napětím od síly  $F_I$ , která navíc způsobuje smykové napětí.

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_{oAx} = \frac{M_{oA}}{W_{oAx}} = \frac{F_1 \cdot l_A}{\frac{b_A \cdot h_A^2}{6}} = \frac{3200 \cdot 15}{\frac{20 \cdot 12^2}{6}} = 100,0 \text{ MPa} \quad (3.35)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_A = \frac{F_1}{S_A} = \frac{F_1}{b_A \cdot h_A} = \frac{3200}{20 \cdot 12} = 13,3 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red A} = \sqrt{\sigma_{oAx}^2 + 4 \cdot \tau_A^2} = \sqrt{100,0^2 + 4 \cdot 13,3^2} = 103,5 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k_{sA} = \frac{Re}{\sigma_{red A}} = \frac{335}{103,5} = 3,2 \quad (3.38)$$

### Řez B-B

Součást se v řezu B-B rozděluje a obě části jsou shodně zatíženy tahem a ohybem od síly  $F_I$ . Poloviční reakce síly  $F_I$  v místě kontaktu ramena s příčnickem zapříčiňuje ohyb. Vzhledem k tomu, že se rameno dotýká příčnicku, nelze jednoduše tento ohyb určit. Proto budu počítat s krajní možností, kdy by k žádnému dotyku nedošlo a část ramena by přenášela celé ohybové namáhání.

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_{tB} = \frac{F_1}{S_B} = \frac{F_1}{2 \cdot b_B \cdot h_B} = \frac{3200}{2 \cdot 20 \cdot 6,5} = 12,3 \text{ MPa} \quad (3.39)$$

Výpočet ohybového napětí od síly  $F_I$ :

$$\sigma_{oBy} = \frac{M_{oB1}}{W_{oBy}} = \frac{F_1 \cdot l_{BC1}}{2 \cdot \frac{h_B \cdot b_B^2}{6}} = \frac{3200 \cdot 25}{2 \cdot \frac{6,5 \cdot 20^2}{6}} = 92,3 \text{ MPa} \quad (3.40)$$



Výpočet ohybového napětí od síly  $F_1/2$ :

$$\sigma_{oBx1} = \frac{M_{oB2}}{W_{oBx1}} = \frac{F_1/2 \cdot l_{BC2}}{\frac{h_B^2 \cdot b_B}{6}} = \frac{3200/2 \cdot 8}{\frac{6,5^2 \cdot 20}{6}} = 90,9 \text{ MPa} \quad (3.41)$$

Protože napětí mají stejný směr, sečtou se a získá se tak hodnota maximálního napětí v daném řezu.

$$\sigma_B = \sigma_{tB} + \sigma_{oBy} + \sigma_{oBx1} = 12,3 + 92,3 + 90,9 = 195,5 \text{ MPa} \quad (3.42)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{sB} = \frac{Re}{\sigma_{red B}} = \frac{335}{195,5} = 1,7 \quad (3.43)$$

### Řez C-C

Tento řez je také namáhán na ohyb a tah od síly  $F_1$ . Stejně jako v předchozím případě, tak i zde způsobuje poloviční reakce síly  $F_1$  ohyb. Řez je v tomto případě zeslaben otvorem pro upínací šroub. V jedné části otvoru se nachází závit, který však bude zanedbán, a výpočet bude proveden pro otvor procházející celým řezem.

Výpočet tahového napětí od síly  $F_1$ :

$$\sigma_{tC} = \frac{F_1}{S_C} = \frac{F_1}{4 \cdot b_C \cdot h_C} = \frac{3200}{4 \cdot 6,8 \cdot 7,5} = 15,7 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

Výpočet ohybového napětí od síly  $F_1$ :

$$\sigma_{ocy} = \frac{M_{oC1}}{W_{ocy}} = \frac{F_1 \cdot l_{BC1}}{\frac{J_{CY}}{e_{cy}}} = \frac{3200 \cdot 25}{\frac{9670}{10}} = 82,7 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

Výpočet ohybového napětí od síly  $F_1/2$ :

$$\sigma_{oCx1} = \frac{M_{oC2}}{W_{oCx1}} = \frac{F_1/2 \cdot l_{BC2}}{\frac{J_{Cx1}}{e_{Cx1}}} = \frac{3200/2 \cdot 8}{\frac{478}{3,75}} = 100,4 \text{ MPa} \quad (3.46)$$

Centrální kvadratické moment byly určeny v programu Autodesk Autocad 2017. Napětí působí ve stejném směru, maximální hodnotu budou mít v místě, kde se sčítají.

$$\sigma_c = \sigma_{tc} + \sigma_{ocy} + \sigma_{ocx1} = 15,7 + 82,7 + 100,4 = 198,8 \text{ MPa} \quad (3.47)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{sc} = \frac{Re}{\sigma_c} = \frac{335}{198,8} = 1,7 \quad (3.48)$$

### Řez D-D

V řezu D-D je rameno namáháno na ohyb a na tah od síly  $F_I$  a také na ohyb od excentricky působící síly  $F_I/2$  v místě kontaktu ramena s příčnickem.

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_{tD} = \frac{F_1}{S_D} = \frac{F_1}{2 \cdot b_D \cdot h_D} = \frac{3200}{2 \cdot 25 \cdot 8} = 8 \text{ MPa} \quad (3.49)$$

Výpočet ohybu od síly  $F_I$ :

$$\sigma_{oDy} = \frac{M_{oD1}}{W_{oDy}} = \frac{F_1 \cdot (l_{BC} - \Delta l_D)}{2 \cdot \frac{h_D \cdot b_D^2}{6}} = \frac{3200 \cdot (25 - 2,5)}{2 \cdot \frac{8 \cdot 25^2}{6}} = 43,2 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

Výpočet ohybu od reakční síly  $F_I/2$ :

$$\sigma_{oDx1} = \frac{M_{oD2}}{W_{oDx1}} = \frac{F_1/2 \cdot l_{D2}}{\frac{b_D \cdot h_D^2}{6}} = \frac{\frac{3200}{2} \cdot 8,3}{\frac{25 \cdot 8^2}{6}} = 49,8 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

Výsledné napětí:

V nejvíce namáhaném místě řezu se napětí sčítají, protože působí stejným směrem.

$$\sigma_D = \sigma_{tD} + \sigma_{oDy} + \sigma_{oDx1} = 8 + 43,2 + 49,8 = 101 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{sD} = \frac{Re}{\sigma_D} = \frac{335}{101} = 3,3 \quad (3.53)$$

Bezpečnosti jsou v každém řezu větší než 1,5, rameno statickým kontrolám vyhovělo. Vrubové účinky přechodů a otvorů nebyly zohledněny, protože se jedná o houževnatý, netvrzený materiál. Řešení pomocí MKP bere koncentrátoři napětí v úvahu (Obr. 3.9) a proto například

ve vnitřním zaoblení háku dosahuje napětí 220 MPa. Stále se však nachází pod mezí kluzu s bezpečností přibližně  $k_s = 1,5$ .

### 3.4 Rozbor sil na ručním kolečku pro zajištění ramena na příčnicku

#### Výpočet síly potřebné pro pružnou deformaci části ramena

Rameno je nasunuto na příčnicku nejprve volně. Příčnicku je uložen v rameni s vůlí (32 H8/f8 ve směru kolmém k tlačnému šroubu). Při sevření příčnicku ramenem je nutné obě části ramen pružně přiblížit k příčnicku. Na obou stranách bude rameno stlačeno o polovinu vůle. Síla sloužící k překonání pružné deformace bude počítána pro maximální hodnotu vůle, protože v tomto případě bude potřebná deformační síla největší. Ve směru rovnoběžném s tlačným šroubem je vůle 1 mm.

Šířka čelistí:  $32\text{ H}8 = 32_0^{0,039} \Rightarrow HMR = 32,039\text{ mm}$

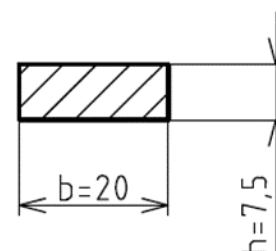
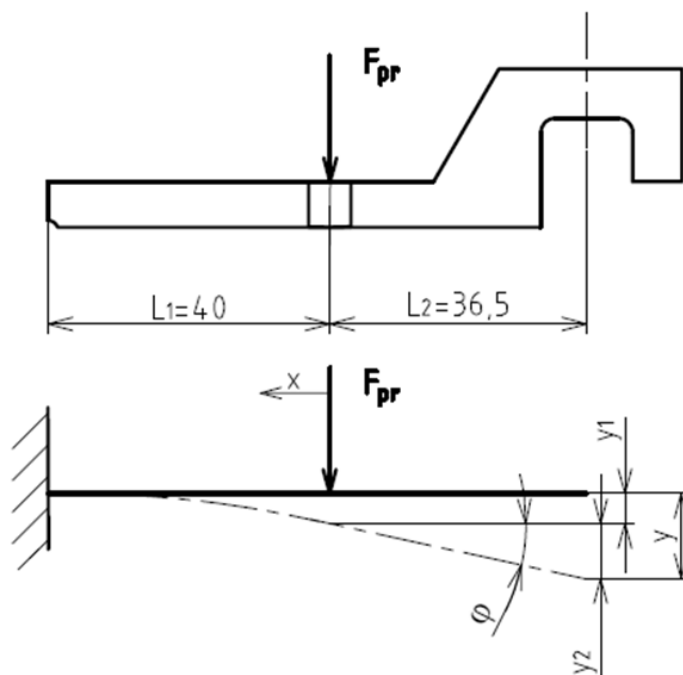
Šířka příčnicku:  $32\text{ f}8 = 32_{-0,64}^{-0,025} \Rightarrow dmr = 31,936\text{ mm}$

Maximální vůle:

$$V_{max} = HMR - dmr = 32,039 - 31,936 = 0,103\text{ mm} \quad (3.54)$$

Hledaná síla pružnosti ohne část ramena tak, aby v místě styku s příčnickem byl průhyb poloviny vůle. Velikost síly byla softwaru MKP postupně zvyšována, až průhyb na větší části stykové plochy dosáhl minimálně poloviny vůle ( $V_{max}/2 = 0,0515\text{ mm}$ ). Síla, která způsobila hledaný průhyb, je  $F_{pr} = 150\text{ N}$ . Kontrola potřebné pružné deformace je provedena analyticky s drobnými zjednodušeními a následně je uvedeno také řešení v MKP.

## Analytické řešení



Obr. 3.11 Model části ramena pro výpočet průhybu

Obr. 3.12 Průřez části ramena

Zjednodušený model je zobrazen na Obr. 3.11. Od místa vetknutí až do místa působící síly se jedná o nosník s konstantním průřezem (zanedbání otvoru pro šroub v místě působení síly).

Centrální kvadratický moment pro výpočet úhlu natočení a průhybu:

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{20 \cdot 7,5^3}{12} = 703,1 \text{ mm}^4 \quad (3.55)$$

Úhel natočení pod přítláčnou silou [3]:

$$\varphi = \frac{F_{pr} \cdot L_1^2}{2 \cdot E \cdot J_x} = \frac{150 \cdot 40^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 703,1} = 8,1273 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \approx 0,0466^\circ \quad (3.56)$$

Průhyb pod přítláčnou silou [3]:

$$y_1 = \frac{F_{pr} \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot J_x} = \frac{150 \cdot 40^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 703,1} = 0,0217 \text{ mm} \quad (3.57)$$

Průhyb  $y_1$  byl vypočten pod působící silou. Vzhledem k tomu že zbytek nosníku není zatížen, bude od tohoto místa velikost průhybu narůstat lineárně. Přírůstek průhybu  $y_2$  je možné spočítat pomocí pravoúhlého trojúhelníku (Obr. 3.11). Průhyb na konci nosníku je dán součtem průhybu  $y_1$  a jeho přírůstku  $y_2$ .

$$y_2 = L_2 \cdot \tan\varphi = 36,5 \cdot \tan(0,0466) = 0,0297 \text{ mm} \quad (3.58)$$

$$y = y_1 + y_2 = 0,0217 + 0,0297 = 0,0514 \text{ mm} \quad (3.59)$$

### Řešení MKP

Řešení pomocí MKP je obsaženo v příloze D. V místě styku ramena s příčnickem se průhyb pohybuje přibližně v rozmezí od 0,051 do 0,060 mm. Výsledek z řešení MKP se příliš neliší od analytického řešení. Z obou řešení vyplývá, že překonání poloviny maximální vůle je dosaženo při síle přibližně  $F_{pr} = 150 \text{ N}$ . Jedná se o krajní případ a v závislosti na velikosti skutečné vůle tato síla klesá. Návrh upínacího šroubu bude vycházet z této vypočtené nejvyšší hodnoty síly pro překonání pružné deformace.

### Výpočet přítláčné síly

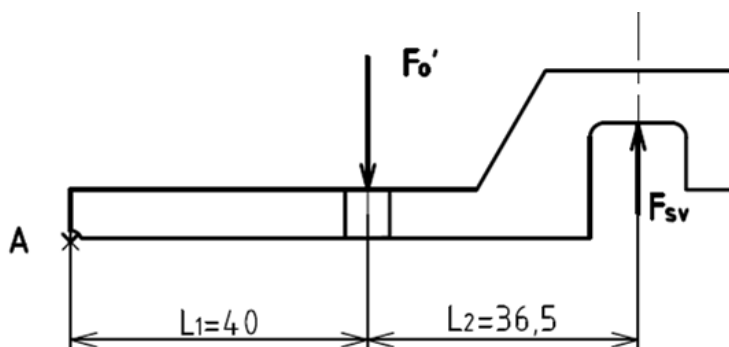
Hmotnost celého ramena je přibližně půl kilogramu. V tomto případě by tíhová síla byla 5 N. Z důvodů manipulace a bezpečnosti budu počítat se silou  $G = 40 \text{ N}$ . Tuto sílu by měl spoj přenést. V něm se rozdělí do dvou sil ve styku příčnicku s ramenem. Proti těmto silám působí stejně velké třecí síly  $F_{ts}$  opačného směru. Ze síly  $F_{ts}$  je možné spočítat normálovou sílu  $N$ . Součinitel tření na pozinkovaných stykových plochách (nemazaných) je zvolen  $f = 0,32$  [2].

$$F_{ts} = N \cdot f \geq G/2 \quad (3.60)$$

$$N = \frac{G}{2 \cdot f} = \frac{40}{2 \cdot 0,32} = 62,5 \text{ N} \quad (3.61)$$

Na části ramena platí momentová rovnováha a z ní bude výpočtem určena síla  $F_0'$  (Obr 3.13). Normálová síla  $N$  se rovná síle svěrné  $F_{sv}$ .

$$M_A = F_0' \cdot L_1 - F_{sv} \cdot (L_1 + L_2) = 0 \quad (3.62)$$



Obr. 3.13 Model pro výpočet předjaté síly  $F_0'$  (bez zahrnutí deformace)

$$F'_0 = \frac{F_{sv} \cdot (L_1 + L_2)}{L_1} = \frac{62,5 \cdot (40 + 36,5)}{40} = 119,53 \text{ N} \doteq 120 \text{ N} \quad (3.63)$$

Síla ve šroubu je dána součtem síly pro překonání pružné deformace a síly pro sevření příčnicku.

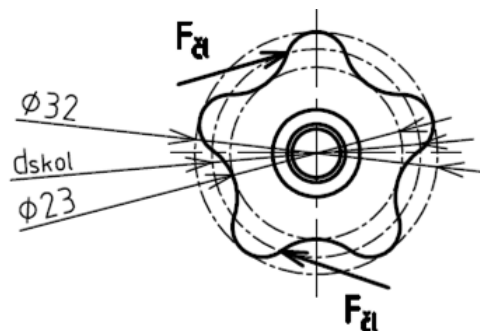
$$F_0 = F_{pr} + F'_0 = 150 + 120 = 270 \text{ N} \quad (3.64)$$

Z katalogu je zvoleno ruční kolečko se závitovým čepem VCT.32 p-M6x20-C9 s parametry závitu  $P_h=1 \text{ mm}$ ,  $d_2=5,350 \text{ mm}$ ,  $d_3=4,773 \text{ mm}$  [17]. Součinitel tření na nemazaném závitu zinkovaného šroubu a zinkovaného závitu v rameni je  $f_z=0,32$  [2]. Střední průměr  $d_s$  je pouze odhadnut z důvodu neúplné výkresové dokumentace výrobce. Redukovaný třecí úhel a úhel stoupání je vypočten podle vztahů 3.4 a 3.5:  $\varphi' = 20,279^\circ$ ,  $\psi = 3,405^\circ$ . Součinitel tření pod zinkovanou hlavou šroubu a zinkovaným povrchem ramena je  $f_M = (0,16 \div 0,22)$  [20]. Byla zvolena hodnota  $f_M = 0,2$ .

$$\begin{aligned} M_U = M_{TZ} + M_{TM} &= F_0 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_0 \cdot f_M \cdot \frac{d_s}{2} = \\ &= 270 \cdot \text{tg}(3,405 + 20,279) \cdot \frac{0,00535}{2} + 270 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,008}{2} = 0,53 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3.65)$$

Síla člověka potřebná k zajištění ramena na příčnicku:

$$F_{cl} = \frac{M_u}{d_{skol}} = \frac{0,53}{\frac{0,032 + 0,023}{2}} = 19,3 \text{ N} \quad (3.66)$$



Obr. 3.14 Ruční kolečko

Vypočtenou sílu může člověk snadno vyvinout a v případě, že by se závity ručních šroubů mazaly olejem, potřebná ovládací síla  $F_{cl}$  by byla jen 14 N (při mazaném závitu s pozinkovanými stykovými plochami  $f_z = 0,16$  [2]).

Ruční kolečka jsou dimenzovaná na utahovací moment 8 Nm [17]. Vzhledem k tomu, že vypočtený moment je 0,53 Nm, není nutné šroub kolečka pevnostně kontrolovat.

## 4 Závěr

Podle zadání byl navržen univerzální stahovák rotačních součástí. Návrh dílčích součástí vycházel z pevnostních vlastností materiálu. Výtlačný šroub byl kontrolován v poloze při maximálním zašroubování na vzpěr a kombinovaném namáhání tlaku a krutu. Kontrola proběhla také pro situaci, kdy je šroub téměř vyšroubován a je ohýbán a kroucen od ovládací síly člověka. Bezpečnost k mezi kluzu oceli 11 600.0 byla v těchto situacích vždy minimálně dvojnásobná.

Pevnost příčnicku byla ověřena analytickými výpočty a metodou konečných prvků. Do výpočtů vstupovalo ohybové namáhání od výtlačné síly a ohybové namáhání od ovládací síly. Díky poměrně nízkým napětím mohl být použit levnější materiál ocel S235JR.

Prvotní návrh ramena byl postupně upravován a optimalizován na konečný návrh. Hlavní změny se týkaly rozšíření háku, zvětšení tloušťky stěn obepínajících příčnick a přizpůsobení upínání ramena k příčnicku. Přestože došlo v některých místech ramena k výraznému snížení napětí, stále bylo nutné použít o něco pevnější materiál ocel S355J2, aby bylo vyhověno bezpečnostním požadavkům.

K zamezení sesunutí ramen z příčnicku byla ramena dovybavena ručními kolečky. Síla potřebná k jejich dotažení se pohybuje v řádu desítek Newtonů, tudíž utáhnutí kolečka by nemělo obsluhující osobě dělat větší potíže. Stejně tak i maximální ovládací sílu potřebnou ke stažení součásti z hřídele při použití obyčejného oboustranného klíče může obsluha snadno vyvinout.

Aby stahovák odolával nejen mechanickému namáhání, ale byl také odolný proti korozi, povrchy šroubu, příčnicku i ramen se po vyrobení galvanicky pozinkují.

V příloze se nachází výkres sestavy stahováku, výrobní výkres ramena, článek pojednávající o stahovacích zaměřených přímo na stahování ložisek a článek o příslušenství usnadňujícím obsluhu mechanických stahováků.

## 5 Seznam literatury

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. Ostrava: VŠB, 2015, 411 s. [cit. 2016-11-05].
- [2] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] 2 Jaw Rev. & Adj. 5 Ton Puller. *Lisle Corporation* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.lislecorp.com/divisions/products/?product=476&division=1&category=24>
- [5] 21-2: Internal extractor. *Kukko: Tool factory* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.kukko.com/en/catalog-product/1070/21-2-internal-extractor>
- [6] 3-jaw ""Tirax"" puller with pre-settable jaws for inside and outside pulling: series 12. *Kukko: Tool factory* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: [http://www.kukko.com/en/catalog-series/4428/12\\_tirax-3-jaw-tirax-puller-with-pre-settable-jaws-for-inside-and-outside-pulling](http://www.kukko.com/en/catalog-series/4428/12_tirax-3-jaw-tirax-puller-with-pre-settable-jaws-for-inside-and-outside-pulling)
- [7] Deep groove ball bearing puller. *SKF* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/21-35811/13076EN\\_BlindHousingPullers.pdf](http://www.skf.com/binary/21-35811/13076EN_BlindHousingPullers.pdf)
- [8] EasyPull jaw pullers. *SKF* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/external-pullers/easypull-jaw-pullers/index.html>
- [9] Hazet: Das Werkzeug. *Hazet* [online]. Remscheid, 2017 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: [http://www.hazet.de/fileadmin/media/werkzeug\\_handbuch/2017/catalogue\\_2017\\_en.pdf](http://www.hazet.de/fileadmin/media/werkzeug_handbuch/2017/catalogue_2017_en.pdf)
- [10] Hydraulically-assisted heavy duty jaw pullers. *SKF* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/external-pullers/hydraulically-assisted-heavy-duty-jaw-pullers/index.html>



- [11] Kukko\_cz. *GM TECHNIK* [online]. Remscheid, 2013 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: [http://www.gmtechnik.cz/download.php?group=stranky3\\_soubory&id=344](http://www.gmtechnik.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=344)
- [12] 6M-24-27 Oboustranný otevřený klíč Bahco. *NÁŘADÍ PROFI.CZ* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <http://www.naradi-profi.cz/produkty-6m-24-27-oboustranny-otevreny-klic-bahco-detail-5550>
- [13] Ocel čtvercová 60mm. *Kondor* [online]. [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/ocel-ctvercova-60mm/d-77814/>
- [14] Proto Catalog - Pullers. *StanleyBlack&Decker* [online]. 2008 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: [http://www.stanleyblackanddecker.com.tw/sites/default/files/downloads/protocatalog\\_p20800\\_13.pullers.pdf](http://www.stanleyblackanddecker.com.tw/sites/default/files/downloads/protocatalog_p20800_13.pullers.pdf)
- [15] Přehled vlastností oceli S235JR. *Bohdan Bolzano* [online]. 2017 [cit. 2017-03-14]. Dostupné z: <http://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>
- [16] Přehled vlastností oceli S355J2. *Bohdan Bolzano* [online]. 2017 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [17] Ruční kolečka VCT. *Elesa+Ganter* [online]. [cit. 2017-03-14]. Dostupné z: <https://www.elsa-ganter.cz/vyrobky/utahovaci-kolecka/skupina/vct>
- [18] Souprava hydraulického stahováku. *SKF* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/external-pullers/hydraulic-puller-kit/index.html>
- [19] Sykes-Pickavant: Pullers & Separators. *Sykes-Pickavant* [online]. Staffordshire, 2010 [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <https://www.supertechnical.com/CATALOGUE/Industrial-Tools-and-Eqpt/Sykes-Pickavant-Pullers.pdf>
- [20] Šroubový spoj. *Mitcalc.cz* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [21] Tyčová ocel tažená za studena čtvercová, plochá, šestihranná - charakteristika. *CZ FERRO - Steel* [online]. [cit. 2017-03-04]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/cz/nas-sortiment/tycova-ocel-tazena-za-studena---ctvercova-plocha-sestihranna/>

## **6 Seznam příloh**

Příloha A – Stahováky ložisek

Příloha B – Příslušenství mechanických stahováků

Příloha C – Výpočet napětí v části příčnicku v průřezech A-A a B-B

Příloha D – Průhyb části ramena v softwaru MKP

Příloha E – Konečná podoba stahováku

Příloha F – Datový nosič (CD) obsahující bakalářskou práci

Příloha G – Výkres sestavy (ZV-BC-01)

Příloha H – Výrobní výkres ramena (ZV-BC-01.05)

## **Poděkování**

Rád bych zde poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Danielovi Pišťáčkovi, Ph.D. a panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za ochotu a odbornou pomoc při zpracování této práce.

## Příloha A

### Stahováky ložisek

Pro demontáž ložisek z hřídele je možno použít univerzální stahováky, které byly zmíněny v předchozích kapitolách. V některých případech není možné tyto stahováky aplikovat. Jsou to třeba situace, kdy se ložisko nachází daleko od konce hřídele a není jej možné demontovat v důsledku krátkého dosahu těchto stahováků, nebo když za ložisko nelze nasadit čelisti v důsledku omezeného prostoru. Proto se zde používá stahovák se zadním uchycením (jiným názvem stahovák s odtlačovacími přírubami, popřípadě oddělovací stahovák – z anglického názvu separator puller). Skládá se z příčníků, tažných tyčí s regulovatelnou výškou, silového šroubu a odtlačovacích přírub (zadní uchycení). [11] [19]



Obr. A.1 Stahovák s odtlačovacími přírubami [19]

### Ložiskové vytahováky

Využívají se pro vytahování kuličkových ložisek, kroužků ložisek a nejrůznějších pouzder. Kuličkové ložisko je uchopeno za vnitřní kroužek utáhnutím pomocné matice, která rozevře čelisti. Poté otáčením hlavní matice a současného držení rukojeti dojde k vytažení ložiska. [5]

Na rozdíl od stahováků je šroub namáhán tahem a opěrná ramena tlakem.



Obr. A.2 Ložiskový vytahovák Kukko 21-2 [5]

### **Stahovák kuličkových ložisek ze slepých děr**

Pokud se má demontovat kuličkové ložisko, u něhož je vnější i vnitřní kroužek uložen s přesahem, použije se speciální stahovák pro kuličková ložiska. Čelisti se vloží mezi kuličky a zachytí se za vnější oběžnou dráhu. Na druhé straně ramen se nachází šroub nebo háky k připevnění k příčnicku. Jakmile se ramena upevní na obou stranách, je možné začít ložisko stahovat. [7]



Obr. A.3 Stahovák pro jednořadá kuličková ložiska SKF TMMD 100 [7]

## Příloha B

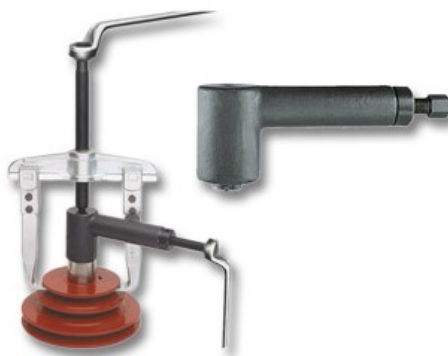
### Příslušenství mechanických stahováků zjednodušující obsluhu

Mnoho výrobců dává možnost u svých stahováků vyměnit mechanický šroub za hydraulické vřeteno. To umožňuje kromě navýšení požadované stahovací síly také zjednodušit obsluhu. Je však nutné mít na paměti, že nesmí být překročeno přípustné zatížení konstrukce, což by mohlo způsobit porušení nebo úplné zničení stahováku. Proto se hydraulické vřeteno montuje převážně do větších stahováků.



Obr. B.1 Hydraulické vřeteno [9]

Na podobném principu funguje i pomocná přídavná hydraulická pístnice (často označována jako pomocný hydraulický lis). Ta se také používá společně s klasickým mechanickým stahovákem. Lis se vloží mezi hřídel, na které je součást uložena, a mezi vřeteno stahováku. Po jeho upnutí ve stahováku se může součást uvolnit tím, že se několikrát otočí šroubem hydraulické pístnice. Výrobci pomocné pístnice jsou německá firma Kukko nebo společnost Bahco. [11]



Obr. B.2 Pomocná hydraulická pístnice [11]

## Příloha C

### Výpočet napětí v části příčnicku v průřezech A-A a B-B

#### Průřez A-A

Vzdálenost působíště síly  $F_1$  od průřezu A-A:  $r_A = 20$  mm

Vzdálenost těžiště od spodní strany příčnicku:  $y_{TA} = 9,1$  mm

Vzdálenost těžiště od boční strany příčnicku:  $x_{TA} = 16$  mm

Centrální kvadratický moment k ose x:  $J_{AX} = 20\,994$  mm<sup>4</sup>

Centrální kvadratický moment k ose y:  $J_{AY} = 33\,831$  mm<sup>4</sup>

Výpočet ohybového momentu od síly  $F_1$ :

$$M_{oA} = F_1 \cdot r_A = 3200 \cdot 0,02 = 64 \text{ Nm}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_{oAx} = \frac{J_{AX}}{e_{Ax}} = \frac{J_{AX}}{y_{TA}} = \frac{20994}{9,1} = 2307 \text{ mm}^3$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_{oAx} = \frac{M_{oA}}{W_{oAx}} = \frac{64000}{2307} = 27,7 \text{ MPa}$$

Ohybový moment od ovládací síly člověka (ve všech průřezech stejný):

$$M_o = M_K = 27,3 \text{ Nm}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_{oAy} = \frac{J_{AY}}{e_{Ay}} = \frac{J_{AY}}{x_{TA}} = \frac{33831}{16} = 2114 \text{ mm}^3$$

Výpočet ohybového napětí od ovládací síly člověka:

$$\sigma_{oAy} = \frac{M_K}{W_{oAy}} = \frac{27300}{2114} = 12,9 \text{ MPa}$$

Protože napětí působí ve dvou na sebe kolmých rovinách, výsledné ohybové napětí se spočte takto:

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma_{oAx}^2 + \sigma_{oAy}^2} = \sqrt{27,7^2 + 12,9^2} = 30,6 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost v místě A-A:

$$k_{sA} = \frac{Re}{\sigma_{oA}} = \frac{225}{30,6} = 7,4 > 1,5$$

### Průřez B-B

Parametry průřezu:  $r_B = 90 \text{ mm}$ ,  $y_{TB} = 11,1 \text{ mm}$ ,  $x_{TB} = 16 \text{ mm}$ ,

$$J_{BX} = 40\,468 \text{ mm}^4, J_{BY} = 34\,343 \text{ mm}^4$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_{oBx} = \frac{M_{oB}}{W_{oBx}} = \frac{F_1 \cdot r_B}{\frac{J_{BX}}{y_{TB}}} = \frac{3200 \cdot 90}{\frac{40468}{11,1}} = 79,0 \text{ MPa}$$

Výpočet ohybového napětí od ovládací síly člověka:

$$\sigma_{oBy} = \frac{M_K}{W_{oBy}} = \frac{M_K}{\frac{J_{BY}}{x_{TB}}} = \frac{27300}{\frac{34\,343}{16}} = 12,7 \text{ MPa}$$

Výsledné ohybové napětí:

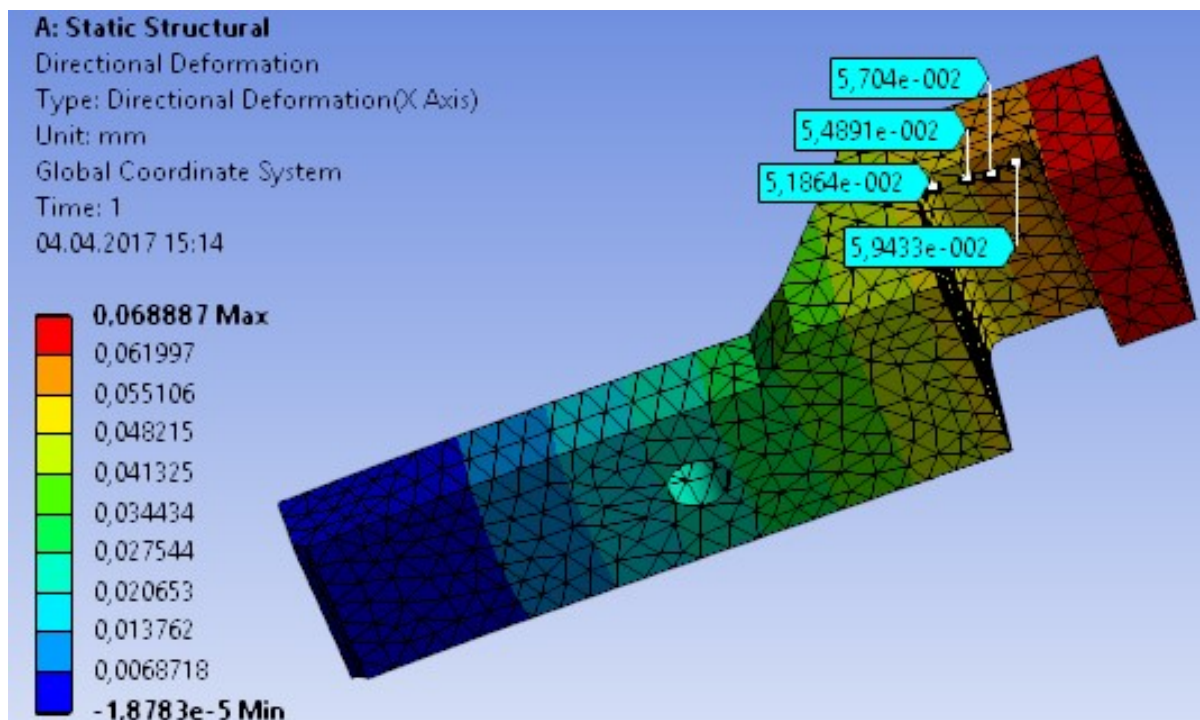
$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_{oBx}^2 + \sigma_{oBy}^2} = \sqrt{79,0^2 + 12,7^2} = 80,0 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost v místě B-B:

$$k_{sB} = \frac{Re}{\sigma_{oB}} = \frac{225}{80,0} = 2,8 > 1,5$$



## Příloha D



Obr. D.1 Zobrazení průhybu části ramena

**Příloha E**



Obr. E.1 Konečná podoba stahováku