



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## NÁVRH JEDNOÚČELOVÉHO MANIPULÁTORU

DESIGN OF A DEDICATED MANIPULATOR

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Patrik Šatný

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2018



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Patrik Šatný</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jan Pavlík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh jednoúčelového manipulátoru

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení hydraulicky naháněného jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu. Max. rozměry formy 1000 x 800 mm a hmotnosti 500 kg.

### Cíle bakalářské práce:

- 1) Důkladná analýza problematiky
- 2) Návrh variant řešení a jejich technicko–ekonomické zhodnocení
- 3) Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model
- 4) Výpočtová zpráva
- 5) Výkresová dokumentace vybraných uzlů

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Cílem této bakalářské práce je návrh hydraulicky naháněného jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu. První částí práce je rešerše zaměřená na danou problematiku, zejména na rozdělení manipulátorů dostupných na trhu. Druhá část práce je věnována návrhu konstrukčních variant, výpočtu hlavních částí, návrhu hydraulického obvodu a popisu konstrukčního řešení finální varianty. Součástí práce je 3D model a výkresová dokumentace finální varianty.

## **ABSTRACT**

The aim of this bachelor's thesis is a design of a hydraulically driven single-purpose manipulator for handling self-supporting form in the foundries. The first part of the thesis is research focused on the problematics, especially on the distribution of manipulators available on the market. The second part is devoted to the design of the design variants, the calculation of the main parts, the design of the hydraulic circuit and the description of the design the final variant. The work includes 3D model and drawing documentation of the final variant.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Slévárenský manipulátor, manipulace s formami, samonosné formy, manipulace.

## **KEYWORDS**

Foundry manipulator, manipulation with forms, self-supporting forms, manipulation.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŠATNÝ, P. *Návrh jednoúčelového manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 61 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D..





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....

Šatný Patrik



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho cenné připomínky a rady při vedení této bakalářské práce. Poděkování patří také mé rodině a blízkým za jejich podporu během celého studia.



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>ANALÝZA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY</b>	<b>17</b>
2.1	Průmyslové roboty a manipulátory	17
2.1.1	Jednoučelové manipulační zařízení	17
2.1.2	Univerzální manipulační zařízení	18
2.1.3	Podavače	18
2.1.4	Synchronní manipulační zařízení	19
2.1.5	Programovatelná manipulační zařízení	19
2.2	Slévárenské manipulátory pro manipulaci s formami	19
2.2.1	Manipulátory s nosníkovým rámem	20
2.2.2	Manipulátory s rámem tvaru "A"	21
2.2.3	Manipulátory s elektrickým pohonem	21
2.2.4	Manipulátory s hydraulickým pohonem	22
2.2.5	Šířkově stavitelné manipulátory	22
2.3	Způsob upínání forem	22
<b>3</b>	<b>NÁVRH ŘEŠENÍ</b>	<b>25</b>
3.1	Popis zvolené varianty	25
3.2	Parametry vybrané varianty	26
<b>4</b>	<b>VÝPOČTOVÁ DOKUMENTACE</b>	<b>27</b>
4.1	Výpočet potřebné svěrné síly	27
4.1.1	Tlak působící na stěnu formy	28
4.2	Pohon otáčení formy	28
4.2.1	Volba motoru	29
4.3	Návrh ložisek	30
4.3.1	Výpočet reakčních sil v ložiscích	30
4.3.2	Výpočet trvanlivosti ložisek	31
4.4	Kontrola hřídele	32
4.4.1	Materiál hřídele	32
4.4.2	Zatížení hřídele	32
4.4.3	Kontrola hřídele vzhledem k MSP	33
4.4.4	Kontrola hřídele vzhledem k MSÚ	36
4.4.5	Kontrola drážkového spoje	39
4.5	Kontrola ramene	39
4.5.1	Zatížení ramene	39
4.5.2	Pevnostní analýza ramene	40
4.6	Kontrola hlavního čepu	41
4.6.1	Kontrola na ohyb	42
4.6.2	Kontrola na stříh	43
4.6.3	Kontrola na otláčení	43
4.7	Návrh hydraulického válce	44
4.8	Návrh hydraulického agregátu	44
<b>5</b>	<b>NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU</b>	<b>45</b>
<b>6</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>47</b>
6.1	Rám	47
6.2	Uložení hřídelí	48

6.3	Upínací čelisti.....	49
6.4	Závěsné oko.....	49
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>51</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>53</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>55</b>
9.1	Seznam zkratk.....	55
9.2	Seznam symbolů.....	55
9.3	Seznam obrázků.....	58
9.4	Seznam tabulek.....	59
<b>10</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>61</b>

# 1 ÚVOD

Cílem bakalářské práce je návrh a konstrukční zpracování hydraulicky naháněného jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu. Tyto manipulátory se používají pro zvedání, otáčení a přemísťování forem a usnadňují tak těžkou fyzickou námahu při manipulaci s těžkými a rozměrnými formami. Převážně jsou vyráběny jako závěsné, kdy jsou zavěšeny na jeřáb a tím rozšiřují uchopovací a manipulační schopnosti jeřábu.

První část je zaměřená na obecné rozdělení manipulačních zařízení a následně se věnuje rozdělení manipulátoru pro manipulaci s formami, které jsou dostupné na trhu.

V druhé části jsou na základě první části navrženy dvě výchozí varianty řešení. Z těchto variant je následně pomocí zvolených kritérií vybrána finální varianta.

Další část se zabývá kontrolou a návrhem důležitých částí manipulátoru. V první řadě je určena svěrná síla, kterou je třeba vyvinout pro bezpečné uchopení formy. Následně je navržen vhodný pohon pro otáčení forem. Dále jsou určeny reakční síly v ložiscích a je vypočtena trvanlivost použitých ložisek. Hnací hřídel je kontrolována vůči meznímu stavu pružnosti i vůči meznímu stavu únavy. Pomocí metody konečných prvků je určeno maximální napětí v rameni a na základě zjištěného napětí je posouzeno, zda je rameno dostatečně dimenzováno. Závěrem této části je kontrola nosného čepu manipulátoru a návrh hydraulického válce.

V závěrečných částech je navržen hydraulický obvod manipulátoru a popsáno konstrukční řešení finální varianty.





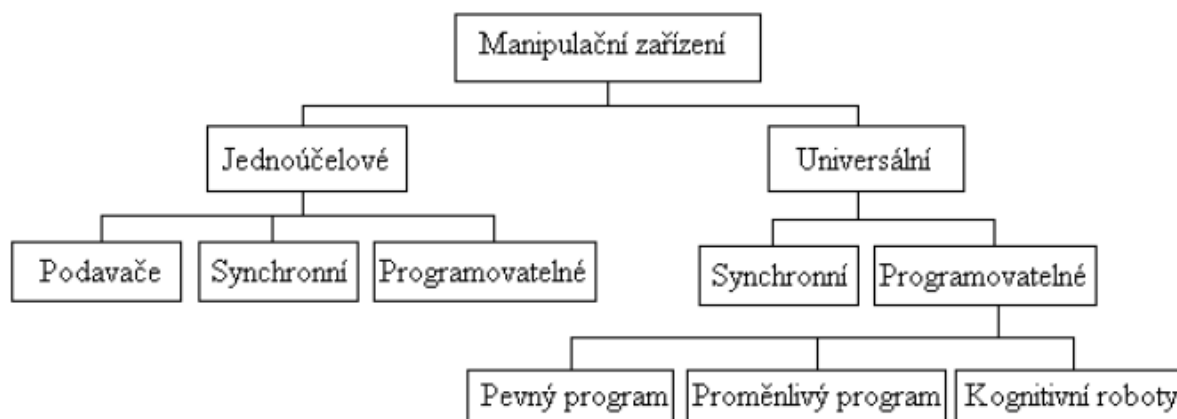
## 2 ANALÝZA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Tlak na zvyšování produktivity a kvality výroby, ale také na snížení lidské námahy při manipulaci s materiálem, je jedním z důvodů častého použití průmyslových robotů a manipulátorů. Roboty a manipulátory se prosazují v rámci automatizace celé řady úkonů i celých technologických procesů v různých odvětvích průmyslu. [1]

Všechny průmyslové odvětví mají technologické procesy, ve kterých se vyskytuje monotónní práce, činnost spojená s vynakládáním těžké fyzické námahy, práce v nezdravém prostředí i práce kladoucí nároky na pečlivost a bdělost pracovníka. Ve všech těchto případech lze s výhodou použít manipulační zařízení s různým stupněm automatizace. [1]

### 2.1 Průmyslové roboty a manipulátory

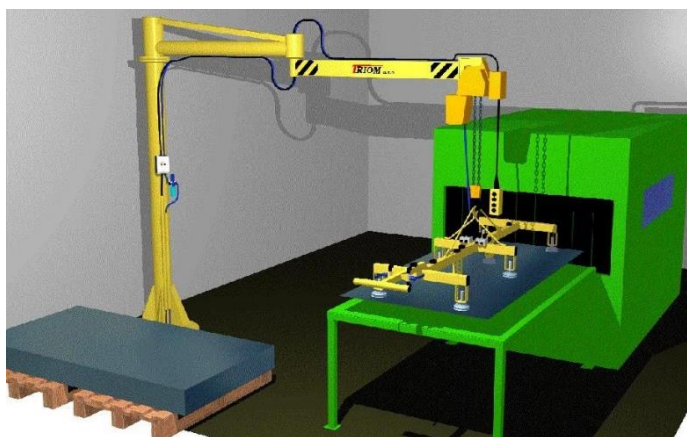
Průmyslové roboty a manipulátory jsou manipulační zařízení, které můžeme rozdělit podle jejich funkce, provedení, aplikačních možností a úrovně řízení dle následujícího obrázku: [1]



Obr. 1) Rozdělení průmyslových robotů a manipulátorů [1]

#### 2.1.1 Jednoučelové manipulační zařízení

Jednoučelové manipulační zařízení se vyznačují omezenými pohybovými možnostmi, které jsou přizpůsobeny jedné činnosti. Jejich konstrukční řešení je přizpůsobeno dané technologii a zařízení, které obsluhují. Úrovně automatizace mohou být různé. [1]



Obr. 2) Jednoučelový manipulátor pro přenos plechů [3]

### 2.1.2 Univerzální manipulační zařízení

Univerzální manipulátory se vyznačují velkým rozsahem manipulačních možností, které dovolují jejich nasazení v mnoha různých činnostech. Jejich použitelnost je omezena především kinematickými parametry, tedy počtem stupňů volnosti. Dalšími omezeními jsou rozsahy jednotlivých pohybů, přesnosti polohování a maximální zatížení. Vlastnosti univerzálních manipulátorů využívají v nejširším rozsahu především průmyslové roboty. [2]



Obr. 3) Průmyslové roboty [4]

### 2.1.3 Podavače

Patří mezi nejjednodušší jednoúčelové manipulátory. Nejčastěji tvoří jeden celek s ovládaným strojem. Jsou jim řízeny a často mají od něj odvozen i pohon. Podavače mají velký význam při automatizaci technologických procesů. Podavači může být například realizována výměna obrobků u CNC soustruhů. [1]

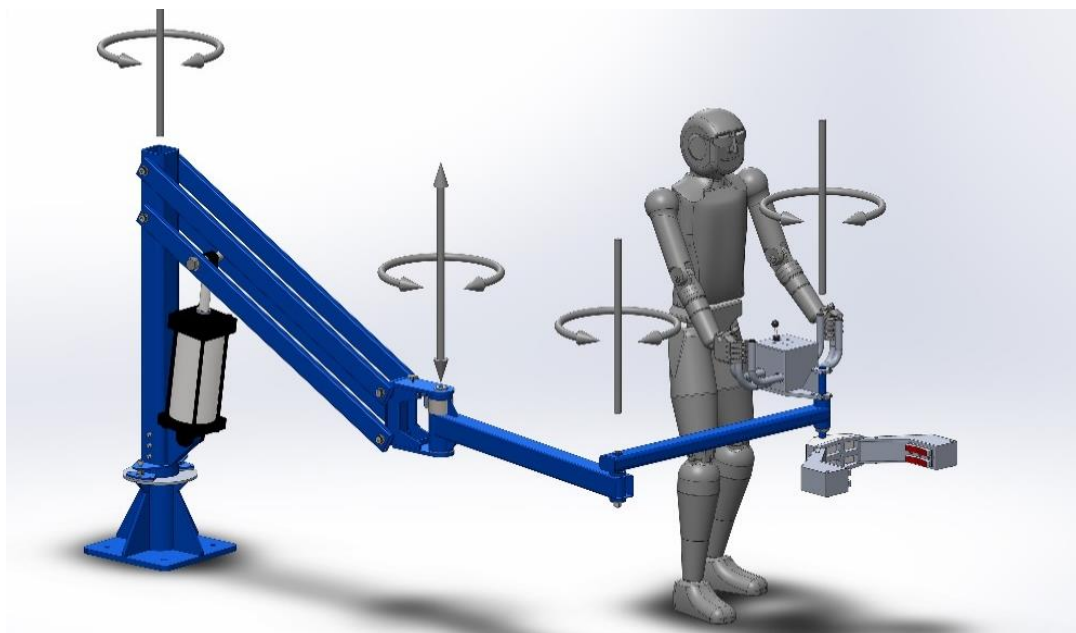


Obr. 4) Podavač tyčí u CNC soustruhu [5]

### 2.1.4 Synchronní manipulační zařízení

Jejich řízení provádí průběžně operátor a tvoří s manipulačním zařízením uzavřenou regulační smyčku. Jsou používány jako zesilovací ústrojí pro zesílení silových a pohybových veličin na základě pokynů operátora. [2]

Synchronní manipulační zařízení se také nazývají jako teleoperátory. Teleoperátory mohou být jednoúčelové nebo univerzální konstrukce. Jednoúčelové teleoperátory se vyznačují omezenou možností použití pro jiné případy manipulace. Příkladem je jednoúčelové synchronní manipulační zařízení pro zdvíhání těžkých břemen, které je zobrazeno na obr. 5. Univerzální synchronní manipulátory jsou konstrukčně složitější a umožňují kopírovat pohyby člověka. [1]



Obr. 5) Jednoúčelový teleoperátor pro manipulaci s břemeny [6]

### 2.1.5 Programovatelná manipulační zařízení

Jsou řízeny pomocí programového ústrojí. Na obsluhovaném stroji nejsou závislé svým provedením, pohonem ani funkcí. Podle typu programu se dále rozdělují na zařízení s pevným programem, zařízení s proměnlivými programy a na kognitivní roboty. [1]

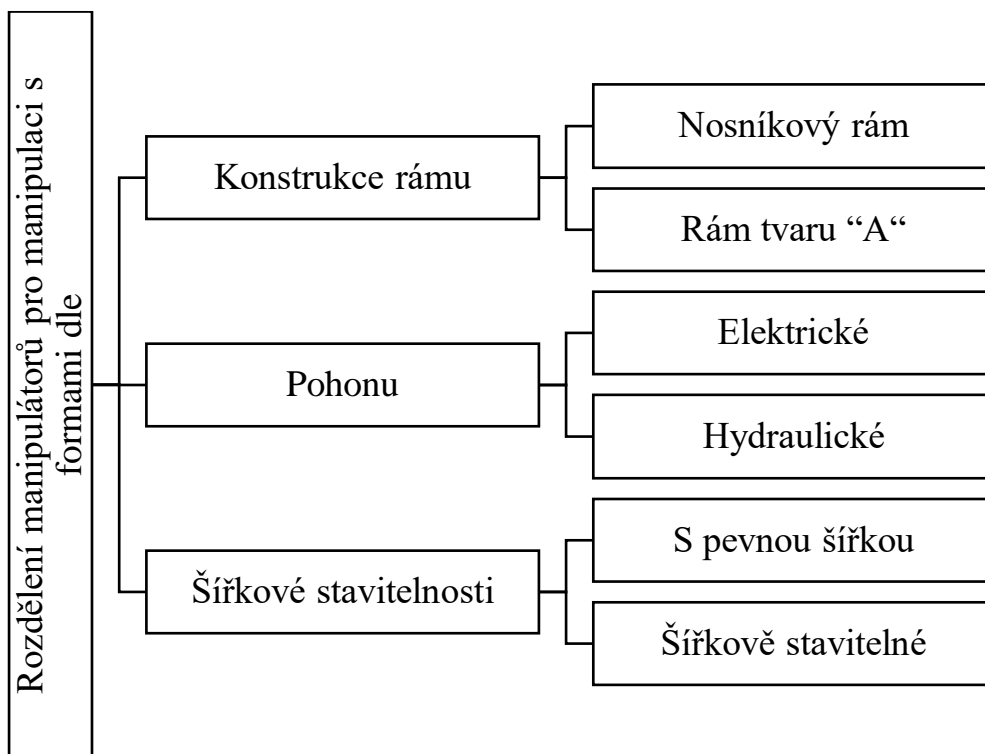
Manipulační zařízení s pevným programem mají jednoduché programové ústrojí. Jejich program se během činnosti manipulačního mechanismu nemění. Tyto zařízení nazýváme "Jednoduché průmyslové roboty". Zařízení s proměnlivými programy mají adaptivní řízení a umožňují přepínání nebo volbu programu. Tyto zařízení nazýváme "Průmyslové roboty". [1]

## 2.2 Slévárenské manipulátory pro manipulaci s formami

Pro snadnou manipulaci s objemnými a těžkými formami se ve slévárenských provozech používají jednoúčelové manipulátory. Tyto manipulátory jsou většinou zavěšeny na jeřábu, který umožňuje zvedání a přesouvání forem. Manipulátory tedy slouží k uchopení a otáčení forem a tím rozšiřují možnosti jeřábu.

Slévárenské manipulátory pro manipulaci s formami nemají dané rozdělení, ale dají se rozdělit dle zvolených kritérií. Rozdělení vychází z nabídky jednotlivých výrobců

slévárenských manipulátorů pro manipulaci s formami. Rozdělení je provedeno dle konstrukce rámu, typu pohonu a šířkové stavitelnosti. Rozdělení je znázorněno na obrázku 6.



Obr. 6) Rozdělení jednoúčelových manipulátoru pro manipulaci s formami

### 2.2.1 Manipulátory s nosníkovým rámem

Manipulátory s nosníkovým rámem se používají především k manipulaci s rozměrnými a těžkými formami. Tyto manipulátory bývají vybaveny vyvažovacím systémem, který umožňuje pomocí hydraulického válce vyrovnání manipulátoru při manipulaci s formami různých šířek. Vyvažovací systém může být manuální nebo automatický. [7]



Obr. 7) Manipulátor s nosníkovým rámem [7]

### 2.2.2 Manipulátory s rámem tvaru “A“

Konstrukce rámu ve tvaru “A“ se používá pro formy menších rozměrů a nižších hmotností. Výhodou této konstrukce je její jednoduchost. Tato konstrukce nepotřebuje vyvažovací systém jako manipulátory s nosníkovým rámem pro manipulaci s formami různých šířek.



Obr. 8) Manipulátor s rámem tvaru “A“ [8]

### 2.2.3 Manipulátory s elektrickým pohonem

Za výhody elektrického pohonu se považuje jednoduchost vedení zdroje k motoru, jednoduchost spojení s řídicími prvky a poměrně jednoduchá údržba. Při porovnání s hydraulickými pohony disponují nižší hlučností, menšími nároky na chlazení a nižšími pořizovacími, provozními a udržovacími náklady. [1]

Nevýhodou je složitější realizace přímočarého pohybu. Nutnost použití samosvorných převodů nebo brzdících členů pro bezpečné zajištění břemene. Elektrické pohony se využívají pro manipulátory menších nosností.



Obr. 9) Manipulátor s elektrickým pohonem [9]

#### 2.2.4 Manipulátory s hydraulickým pohonem

Přednosti hydraulických pohonů jsou nízká hodnota poměru hmotnosti a výkonu, konstrukční kompaktnost, která plyne z malých rozměrů motorů. Hmotnost pohybujících se částí je malá, proto mají hydraulické pohony výhodné dynamické vlastnosti. Umožňují dosažení malých rychlostí bez použití převodů. Hydraulické pohony disponují velkou tuhostí, plynulým chodem, plynulým řízením rychlosti ve velkém rozsahu, velkou účinností a velkou spolehlivostí. [2]

Nedostatkem hydraulického pohonu je potřeba samostatného, odděleného energetického bloku. Závislost viskozity kapaliny na teplotě se projevuje změnou tlakových poměrů a případně i rychlosti pohybu motorů. Nevýhodou je i hořlavost některých pracovních kapalin. [1]

Hydraulický pohon se zejména využívá u manipulátorů, které jsou určeny pro manipulaci s rozměrnými nebo těžkými formami.

#### 2.2.5 Šířkově stavitelné manipulátory

Oproti manipulátorům s pevnou šířkou disponují možností manipulace s formami různých šířek. Jsou vyráběny pro různé rozmezí rozměru a hmotností forem. Používají se tam, kde se manipuluje s různými formami a nevyplatilo by se pro každou formu používat zvláštní manipulátor. [10]



Obr. 10) Šířkově stavitelný manipulátor [10]

### 2.3 Způsob upínání forem

Upínání forem je rozdílné podle toho, zda je manipulátor určen k manipulaci s rámovými nebo se samonosnými formami. Rámové formy se upínají pomocí manipulačních čepů, kterými jsou formovací rámy vybaveny. Upnutí je realizováno pomocí tvarového styku, a tedy není potřeba vyvození velkých upínacích sil.

Samonosné formy se upínají pomocí hladkých čelistí nebo jsou čelisti opatřeny různými výstupky nebo hroty (obr. 11), které zlepšují kontakt mezi čelistmi a formou. Při manipulaci se samonosnými formami jsou třeba větší svěrné síly, které je potřeba pomocí čelistí rovnoměrně rozložit, aby nedošlo k poškození forem.

Upínací čelisti pro samonosné formy jsou často konstruované jako naklápěcí, aby bylo možné upínat formy, které mají zkosené stěny. Naklápěcí čelisti dále slouží, u manipulátorů s rámem ve tvaru “A“, pro upínání forem různých velikostí.

Dlouhé a štíhlé samonosné formy se upínají pomocí upínacích rámu (obr. 12). Forma se upíná v rámu za delší strany, díky tomu se velké upínací síly rozloží na větší plochu a nedojde k poškození formy. [12]



Obr. 11) Upínací čelist opatřena hroty [11]



Obr. 12) Upínání formy pomocí upínacího rámu [12]





## 3 NÁVRH ŘEŠENÍ

Na základě předchozí kapitoly jsou uvažovány dvě varianty řešení. První varianta je navržena se stavitelným nosníkovým rámem. Stavitelnosti je docíleno pomocí kluzného vedení výsuvné části rámu uvnitř pevné části rámu. Vyvažování manipulátoru je provedeno přestavitelným závěsným okem, které se díky valivému vedení posouvá po rámu stroje. Posouvání je ovládáno pomocí hydraulického válce.

Výhodou této varianty je větší tuhost konstrukce než při použití manipulátoru s rámem ve tvaru "A". Nevýhodou je složitější a nákladnější konstrukce.

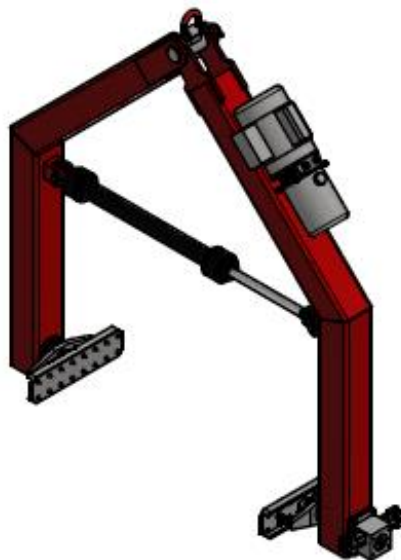
Druhá varianta řešení využívá konstrukci rámu ve tvaru "A", kde je stavitelnosti docíleno naklápěním ramen vůči sobě. Stavitelnost a vyvození upínací síly zajišťuje hydraulický válec.

Výhodou je jednoduchá, a tedy finančně méně nákladná konstrukce. Oproti první variantě nepotřebuje vyvažovací systém, vyvažování při manipulaci s formami různých velikostí je zajištěno konstrukcí rámu. Nevýhodou je menší tuhost a větší výška manipulátoru oproti první variantě.

Na základě maximální hmotnosti formy a výše uvedených výhod je zvolena pro realizaci druhá varianta řešení.

### 3.1 Popis zvolené varianty

Zvolená varianta (viz obr. 13) se skládá ze dvou ramen, které jsou spojeny pomocí nosného čepu. Poloha ramen vůči sobě je zajištěna pomocí hydraulického válce, který také umožňuje vyvinout upínací sílu. Na koncích ramen jsou přivařená pouzdra, ve kterých jsou pomocí valivých ložisek uloženy hřídele. Na koncích hřídelí jsou upevněny naklápěcí čelisti pro upínání forem. Tyto čelisti jsou vybaveny hroty. Pohon otáčení formy zajišťuje hydromotor, který je spojen s hnací hřídelí. Zdrojem hydraulické energie je hydraulický agregát, který je umístěn v horní části jednoho z ramen. Připojení manipulátoru k jeřábu je zajištěno pomocí závěsného oka, které je nasazeno na nosném čepu.



Obr. 13) Zvolená varianta řešení

### **3.2 Parametry vybrané varianty**

Zvolená varianta je navrhnutá pro manipulaci s formami jejichž šířka je v rozmezí 500 až 1000 mm, maximální výška a hloubka formy může být 800 mm. Maximální nosnost zvolené varianty je 500 kg.

Tato varianta je navržena tak, aby bylo co nejvíce použitých součástí normalizovaných nebo nakupovaných pro úsporu nákladů při výrobě. Dále je kladen důraz na celkovou hmotnost.

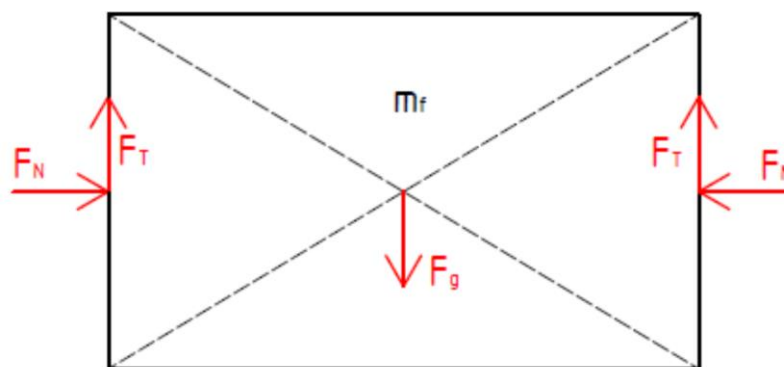
## 4 VÝPOČTOVÁ DOKUMENTACE

Veškeré výpočty jsou počítány pro maximální zatížení manipulátoru, které nastane při manipulaci s formou o rozměrech 1000 x 800 x 800 mm a hmotností 500 kg.

### 4.1 Výpočet potřebné svěrné síly

Tuto sílu je potřebné vyvodit pro bezpečné upnutí formy pomocí upínacích čelistí. Pro výpočet jsou uvažovány hladké čelisti, kde se upnutí realizuje pouze silovým stykem. Ve skutečnosti jsou čelisti opatřeny hroty, jedná se tedy o tvarový styk. Skutečná bezpečnost upnutí je tudíž větší než bezpečnost uvažovaná ve výpočtu.

Součinitel tření  $f$  mezi čelistí a formou je 0,4 [13]



Obr. 14) Síly působící na formu

Tíhová síla vyvozená hmotností formy se vypočte z následujícího vztahu:

$$F_g = m_f \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N} \quad (1)$$

kde:

$g$	[m s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$m_f$	[kg]	Hmotnost formy

Pomocí statické rovnováhy je určena potřebná třecí síla vyvozená jednou čelistí:

$$\sum F_y = 2 \cdot F_T - F_g \cdot k = 0 \quad (2)$$

odkud:

$$F_T = \frac{F_g \cdot k}{2} = \frac{4905 \cdot 1,5}{2} = 3678,75 \text{ N} \quad (3)$$

kde:

$F_g$	[N]	Tíhová síla vyvozená hmotností formy
$k$	[-]	Koeficient bezpečnosti

Potřebná svěrná síla se určí ze vztahu:

$$F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{3678,75}{0,4} = 9196,9 \text{ N} \quad (4)$$

kde:

f [-] Součinitel tření

#### 4.1.1 Tlak působící na stěnu formy

Svěrná síla se pomocí čelistí, které mají šířku 400 mm a výšku 100 mm, rovnoměrně rozkládá a na stěnu formy poté působí tlak, který se určí podle vztahu:

$$p = \frac{F_N}{S_{\check{c}}} = \frac{F_N}{a_{\check{c}el} \cdot b_{\check{c}el}} = \frac{9196,9}{0,4 \cdot 0,1} = 229922,5 \text{ Pa} \cong 230 \text{ kPa} \quad (5)$$

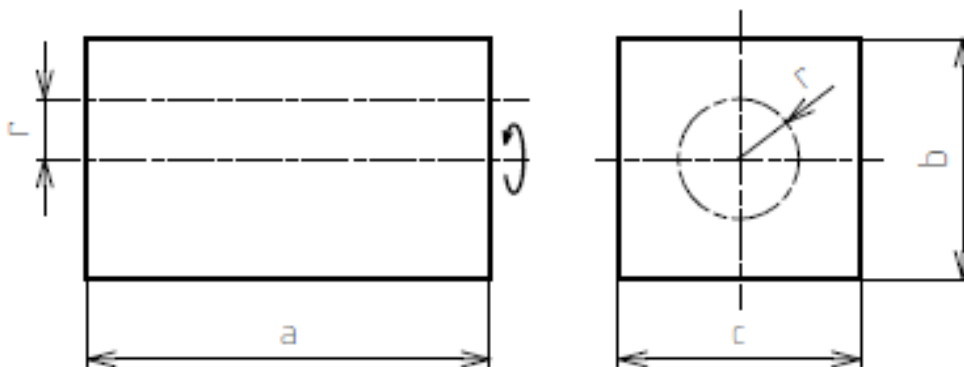
kde:

$a_{\check{c}el}$  [m] Šířka čelistí

$b_{\check{c}el}$  [m] Výška čelistí

#### 4.2 Pohon otáčení formy

Při výpočtu potřebného kroutícího momentu se vychází z momentu setrvačnosti formy při špatném upnutí, tj. při upnutí mimo teoretickou osu otáčení (viz obr. 15), a momentu setrvačnosti čelistí. Dále je zvolena rychlost otáčení 4 otáčky za minutu a doba rozběhu 1 sekunda.



Obr. 15) Upnutí formy mimo teoretickou osu otáčení

Moment setrvačnosti formy při správném upnutí se určí ze vztahu [14]:

$$J_f = \frac{1}{12} \cdot m_f \cdot (b^2 + c^2) = \frac{1}{12} \cdot 500 \cdot (0,8^2 + 0,8^2) = 53,34 \text{ kg m}^2 \quad (6)$$

kde:

b [m] Výška formy

c [m] Hloubka formy

Z důvodu špatného odhadu středů forem větších rozměrů, manipulace s těžkým manipulátorem a práce v těžkém provozu se může stát, že pracovník upne formu mimo její střed (teoretickou osu otáčení). Upnutí mimo teoretickou osu otáčení způsobí vznik dodatečného zatěžujícího

momentu, jeho velikost závisí na vzdálenosti mezi skutečnou a teoretickou osou otáčení. Pro další návrh pohonu je zvolena odchylka mezi skutečnou a teoretickou osou otáčení, která má hodnotu 30 cm. Maximální moment setrvačnosti při upnutí mimo teoretickou osu otáčení poté je:

$$J_{fm} = I_f + m_f \cdot r^2 = 53,34 + 500 \cdot 0,3^2 = 98,34 \text{ kg m}^2 \quad (7)$$

kde:

r [m] Vzdálenost skutečné osy otáčení od teoretické osy otáčení

Moment setrvačnosti čelisti je pak dán vztahem [14]:

$$J_{\xi} = \frac{1}{12} \cdot m_{\xi} \cdot (a_{\xi}^2 + b_{\xi}^2) = \frac{1}{12} \cdot 7,5 \cdot (0,4^2 + 0,1^2) = 0,106 \text{ kg m}^2 \quad (8)$$

kde:

$m_{\xi}$  [kg] Hmotnost čelisti

Celkový moment setrvačností je tedy:

$$J_c = I_{fm} + 2 \cdot I_{\xi} = 98,34 + 2 \cdot 0,106 = 98,552 \text{ kg m}^2 \quad (9)$$

Úhlové zrychlení formy je vypočteno podle vztahu:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}}{t_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{4}{60}}{1} = 0,419 \text{ s}^{-2} \quad (10)$$

kde:

$\omega$  [s<sup>-1</sup>] Úhlová rychlost

n [min<sup>-1</sup>] Otáčky

$t_r$  [s] Doba rozběhu

Potřebný kroutící moment se pak vypočte podle vztahu:

$$M_{kp} = J_c \cdot \varepsilon = 98,552 \cdot 0,419 = 41,29 \text{ Nm} \quad (11)$$

#### 4.2.1 Volba motoru

Na základě vypočteného potřebného kroutícího momentu je zvolen hydraulický kyvný motor Parker HTR.9-1803C-DL61-A, který umožňuje otáčení o 180°. Parametry tohoto motoru jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1) Parametry kyvného motoru Parker HTR.9-1803C-DL61-A [15]

Kroutící moment	[Nm]	68
Pracovní tlak	[MPa]	13,8
Objem potřebný k otočení o 1 rad	[cm <sup>3</sup> /rad]	6
Hmotnost	[kg]	6

Motor je takto naddimenzován z důvodu toho, že hmota forem není nikdy ideálně rozložena. Z toho důvodu je volen motor, který vyvine větší krouticí moment, než je vypočítán pomocí výpočtu pro ideální formu.

Výpočet objemového průtoku pro dosažení požadované rychlosti otáčení je dán vztahem:

$$Q = Q_{rad} \cdot \omega = Q_{rad} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = 6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{4}{60} = 2,51 \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1} \quad (12)$$

kde:

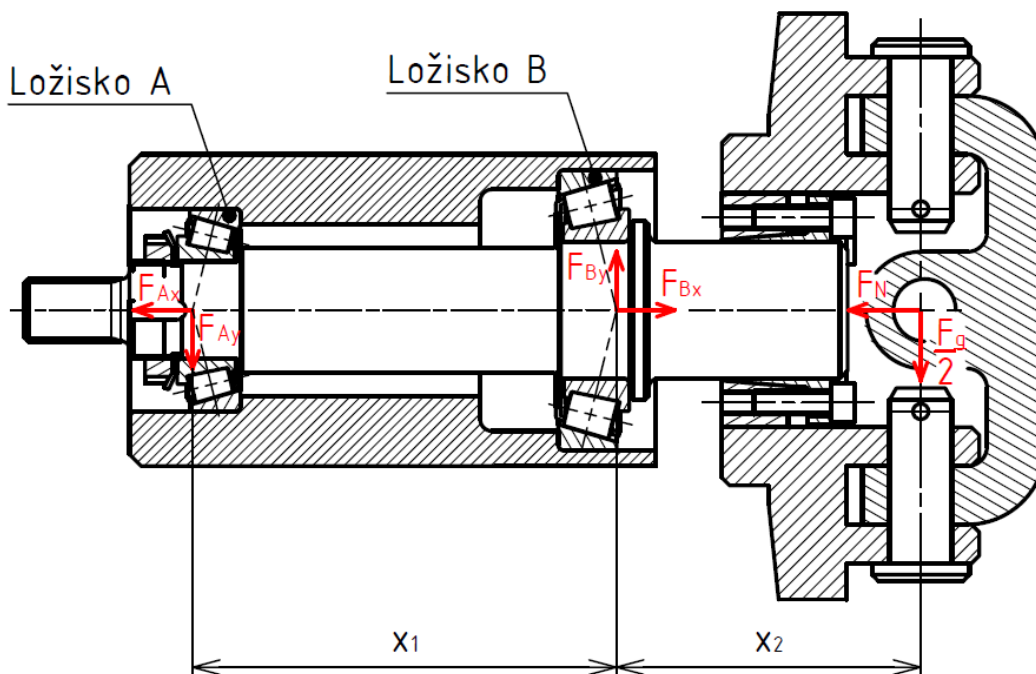
$Q_{rad}$  [cm<sup>3</sup>/rad]                      Objem potřebný k otočení motoru o 1 radián

### 4.3 Návrh ložisek

Z důvodů zachycení axiální síly jsou použity kuželíková ložiska, která jsou uspořádána zády k sobě (do "O").

#### 4.3.1 Výpočet reakčních sil v ložiscích

Zatěžující síly působí v čepu, kterým jsou uchyceny upínací čelisti, a pomocí svěrného pouzdra se přenášejí na hřídel (viz obr. 16).



Obr. 16) Reakční síly v ložiscích

Reakční síly působící v ložiscích (obr. 16) jsou získány pomocí statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{Bx} - F_{Ax} - F_N = 0 \quad (13)$$

$$\sum F_y = F_{By} - F_{Ay} - \frac{F_g}{2} = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_A = F_{By} \cdot x_1 - \frac{F_g}{2} \cdot (x_1 + x_2) = 0 \quad (15)$$

Radiální síly působící na ložiska A a B jsou vyjádřeny z rovnic statické rovnováhy:

$$F_{By} = \frac{F_g}{2} \cdot \frac{(x_1 + x_2)}{x_1} = \frac{4905}{2} \cdot \frac{(108,8 + 80)}{108,8} = 4255,8 \text{ N} \quad (16)$$

kde:

$x_1$  [mm]           Vzdálenost středů zatížení ložisek A a B  
 $x_2$  [mm]           Vzdálenost mezi působištem zatížení a středem zatížení ložiska B

$$F_{Ay} = F_{By} - \frac{F_g}{2} = 4255,8 - \frac{4905}{2} = 1803,3 \text{ N} \quad (17)$$

Axiální síla vyvolaná geometrií stykových ploch ložiska A je dána vztahem [14]:

$$F_{Ax} = \frac{0,5 \cdot F_{Ay}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 1803,3}{1,6} = 563,5 \text{ N} \quad (18)$$

kde:

$Y_A$  [-]           Součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska A

Axiální síla působící v ložisku B je podle statické rovnováhy:

$$F_{Bx} = F_{Ax} + F_N = 563,5 + 9196,9 = 9760,4 \text{ N} \quad (19)$$

### 4.3.2 Výpočet trvanlivosti ložisek

Parametry použitých kuželíkových ložisek SKF jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2) Parametry ložisek [16,17]

	Ložisko A	Ložisko B
Označení	30205	30207
Průměr díry [mm]	25	35
Vnější průměr [mm]	52	72
Šířka [mm]	16,25	18,25
Základní dynamická únosnost [kN]	38,1	63,2
Základní statická únosnost [kN]	33,5	56
Součinitel dynamického axiálního zatížení [-]	1,6	1,6
Výpočtový součinitel e [-]	0,37	0,37

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení pro ložisko A, kde je poměr  $F_{Ax}/F_{Ay} \leq e$ , je dáno vztahem [18]:

$$P_A = F_{Ay} = 1803,3 \text{ N} \quad (20)$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení pro ložisko B, kde  $F_{Bx}/F_{By} > e$ , je získáno ze vztahu [18]:

$$P_B = 0,4 \cdot F_{By} + Y_B \cdot F_{Bx} = 0,4 \cdot 4255,8 + 1,6 \cdot 9760,4 = 17319 \text{ N} \quad (21)$$

kde:

$Y_B$  [-] Součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska B

Trvanlivosti v počtu otáček pro obě ložiska jsou vypočteny vztahem [14]:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = \left(\frac{38100}{1803,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 2,61 \cdot 10^{10} \quad (22)$$

kde:

$C_A$  [N] Základní dynamická únosnost ložiska A

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = \left(\frac{63200}{17319}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 74,8 \cdot 10^6 \quad (23)$$

kde:

$C_B$  [N] Základní dynamická únosnost ložiska B

Trvanlivost ložiska A je mnohem větší než trvanlivost ložiska B, což je dáno malým zatížením ložiska A. Trvanlivost ložiska B vzhledem k malé rychlosti otáčení je plně dostačující. Vypočtené hodnoty platí pro ložiska na hnací i hnané hřídeli, protože zatížení ložisek na obou hřídelích je totožné.

## 4.4 Kontrola hřídele

Kontrola je provedena na hnací hřídeli, která je rozměrově totožná s hnanou hřídelí, ale navíc je zatížena kroutícím momentem.

### 4.4.1 Materiál hřídele

Hřídel je vyrobena z materiálu 11 600, který má mez pevnosti  $R_{mh} = 570 \text{ MPa}$ , mez pružnosti  $R_{eh} = 325 \text{ MPa}$  a mez únavy v ohybu za rotace  $\sigma_{Co} = 280 \text{ MPa}$ . [14]

### 4.4.2 Zatížení hřídele

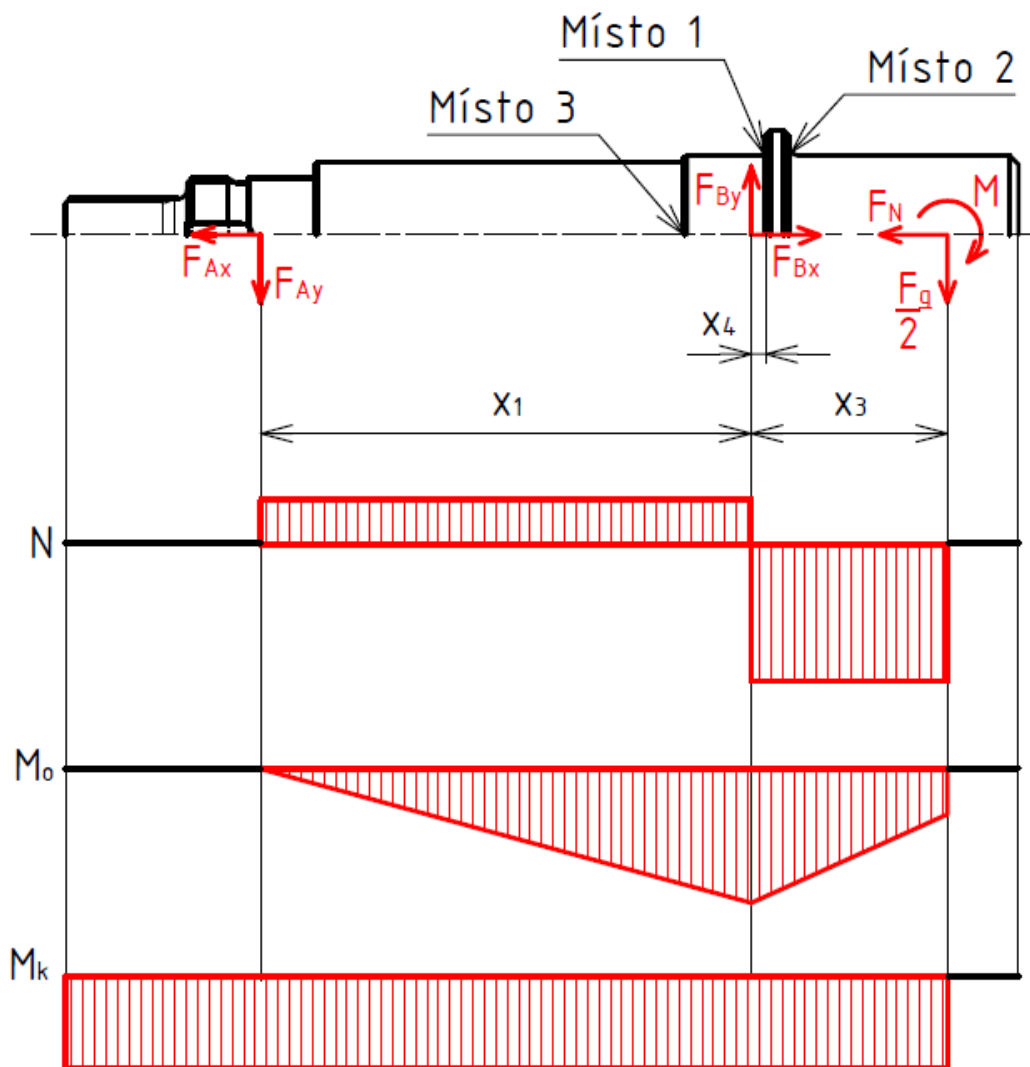
Zatížení hřídele je znázorněno na obr. 17, kde moment  $M$  je moment vyvolaný silou, která působí v čepu držáku čelisti (viz obr. 16). Tento moment je:

$$M = \frac{F_g}{2} \cdot (x_2 - x_3) = \frac{4905}{2} \cdot (80 - 43,5) = 89516,25 \text{ N mm} \quad (24)$$

kde:

$x_3$  [mm] Vzdálenost mezi svěrným pouzdrem a středem zatížení ložiska B





Obr. 17) Zatížení hřídele

#### 4.4.3 Kontrola hřídele vzhledem k MSP

Kontrola vzhledem k meznímu stavu pružnosti je provedena v místě maximálního ohybového momentu a ve vyznačených nebezpečných místech, kde se předpokládají koncentrace napětí, které jsou způsobeny osazeními hřídele. Vliv posouvající síly na smykové napětí je zanedbán, neboť je vzhledem k napětí od kroucího momentu minimální.

##### Kontrola hřídele v místě maximálního ohybového momentu

Maximální ohybový moment je:

$$M_{omax} = \frac{F_g}{2} \cdot x_3 + M = \frac{4905}{2} \cdot 43,5 + 89516,25 = 196200 \text{ N mm} \quad (25)$$

Napětí od ohybového momentu je [14]:

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{omax}}{W_{oB}} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32}} = \frac{196200}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 46,6 \text{ MPa} \quad (26)$$

kde:

$d_B$  [mm] Průměr hřídele pod ložiskem B  
 $W_{oB}$  [mm<sup>3</sup>] Modul průřezu v ohybu pod ložiskem B

Napětí od normálové síly je rovno [14]:

$$\sigma_{NB} = \frac{F_N}{S_B} = \frac{F_N}{\frac{\pi \cdot d_B^2}{4}} = \frac{9196,9}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 9,56 \text{ MPa} \quad (27)$$

kde:

$S_B$  [mm<sup>2</sup>] Plocha průřezu hřídele pod ložiskem B

Napětí vyvolané kroutícím momentem je [14]:

$$\tau_{kB} = \frac{M_k}{W_{kB}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{16}} = \frac{68000}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = 8,1 \text{ MPa} \quad (28)$$

kde:

$M_k$  [Nm] Kroutící moment motoru  
 $W_{kB}$  [mm<sup>3</sup>] Modul průřezu v krutu pod ložiskem B

Redukované napětí v místě maximálního ohybového momentu je [14]:

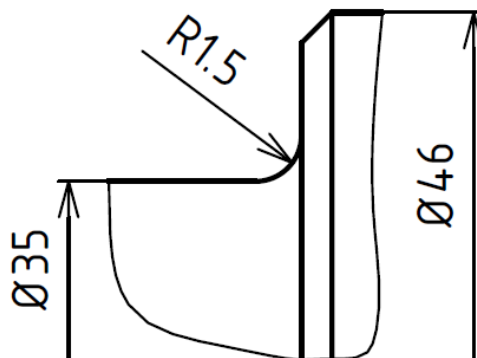
$$\sigma_{RedB} = \sqrt{(\sigma_{oB} + \sigma_{NB})^2 + 3 \cdot \tau_{kB}^2} \quad (29)$$
$$\sigma_{RedB} = \sqrt{(46,6 + 9,56)^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 57,9 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti v místě maximálního ohybového momentu je pak [14]:

$$k_{MSPB} = \frac{R_{eh}}{\sigma_{RedB}} = \frac{325}{57,9} = 5,6 \quad (30)$$

### Kontrola hřídele v místě 1

Ve vyznačeném místě 1 je hřídel opatřena osazením, jehož detailní zobrazení je na obrázku 18.



Obr. 18) Detail místa 1

Pro výpočet dílčích napětí je nutné uvažovat součinitele tvaru vyplývající z osazení, které se určí na základě poměrů  $D/d$  a  $r/d$  [14]:

$$\begin{aligned} \text{Součinitel tvaru pro ohyb:} & \alpha_{o1} = 2 \\ \text{Součinitel tvaru pro tah:} & \alpha_{N1} = 2,2 \\ \text{Součinitel tvaru pro krut:} & \alpha_{k1} = 1,7 \end{aligned}$$

Ohybový moment v místě 1 je:

$$M_{o1} = \frac{F_g}{2} \cdot (x_3 - x_4) + M \quad (31)$$

$$M_{o1} = \frac{4905}{2} \cdot (43,5 - 3,3) + 89516,25 = 188106,8 \text{ N mm}$$

kde:

$x_4$  [mm]      Vzdálenost mezi osazením 1 a středem zatížení ložiska B

Napětí od ohybového momentu v místě 1 je [14]:

$$\sigma_{o1} = \alpha_{o1} \cdot \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \alpha_o \cdot \frac{M_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = 2 \cdot \frac{188106,8}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 89,4 \text{ MPa} \quad (32)$$

kde:

$d_1$  [mm]      Průměr hřídele v místě 1

$W_{o1}$  [mm<sup>3</sup>]      Modul průřezu v ohybu v místě 1

Napětí od normálové síly v místě 1 je [14]:

$$\sigma_{NB} = \alpha_{N1} \cdot \frac{F_N}{S_1} = \alpha_N \cdot \frac{F_N}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = 2,2 \cdot \frac{9196,9}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 21 \text{ MPa} \quad (33)$$

kde:

$S_1$  [mm<sup>2</sup>]      Plocha průřezu hřídele v místě 1

Napětí vyvolané kroutícím momentem v místě 1 je [14]:

$$\tau_{k1} = \alpha_{k1} \cdot \frac{M_k}{W_{k1}} = \alpha_k \cdot \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = 1,7 \cdot \frac{68000}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = 13,7 \text{ MPa} \quad (34)$$

kde:

$W_{k1}$  [mm<sup>3</sup>]      Modul průřezu v krutu v místě 1

Redukované napětí v místě 1 pak je [14]:

$$\sigma_{Red1} = \sqrt{(\sigma_{o1} + \sigma_{N1})^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} \quad (35)$$

$$\sigma_{RedB} = \sqrt{(89,4 + 21)^2 + 3 \cdot 13,7^2} = 112,9 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti v místě 1 je [14]:

$$k_{MSP1} = \frac{R_{eh}}{\sigma_{Red1}} = \frac{325}{112,9} = 2,87 \quad (36)$$

Součinitel bezpečnosti je vypočítán i pro místo 2, kde je roven 3,65 a pro místo 3, kde nabývá hodnoty 2,95. Nejnižší součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti je tedy v místě 1 a má hodnotu 2,87.

#### 4.4.4 Kontrola hřídele vzhledem k MSÚ

Na hřídel působí střídavý cyklus ohybového momentu, způsobený působením konstantní síly za rotace hřídele. Dále na hřídel působí střídavý cyklus kroutícího momentu a mívavý cyklus normálové síly. Z těchto důvodů je hřídel nutné kontrolovat vzhledem k meznímu stavu únavy.

Kontrola hřídele je opět provedena v místě osazení 1, kde je nejmenší součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

Mez únavy součásti ovlivňuje mnoho vlivů jako materiál, výroba součásti, okolní vlivy a konstrukční návrh součásti, proto je nutné určit korigovanou mez únavy v kritickém místě součásti. Součinitelé potřební pro výpočet jsou [14]:

Součinitel vlivu jakosti povrchu	$k_a = 0,839$
Součinitel vlivu velikosti tělesa	$k_b = 0,847$
Součinitel vlivu způsobu zatěžování	$k_c = 1$
Součinitel vlivu teploty	$k_d = 1$
Součinitel vlivu spolehlivosti	$k_e = 0,814$
Součinitel zahrnující další vlivy	$k_f = 1$

Korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti je pak dána vztahem [14]:

$$\sigma_{Co}^* = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (37)$$

$$\sigma_{Co}^* = 0,839 \cdot 0,847 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 280 = 162 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu pro ohyb v místě 1 je dán vztahem [14]:

$$\beta_{o1} = \frac{\alpha_{o1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{o1} - 1)}{\alpha_{o1}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_v} \cdot R_{mh}}} \quad (38)$$

$$\beta_{o1} = \frac{2}{1 + \frac{2 \cdot (2 - 1)}{2} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,5} \cdot 570}} = 1,67$$

kde:

$r_v$  [mm] Poloměr vrubu

Součinitel vrubu pro tah v místě 1 je [14]:

$$\beta_{N1} = \frac{\alpha_{N1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{N1} - 1)}{\alpha_{N1}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_v} \cdot R_{mh}}} \quad (39)$$

$$\beta_{N1} = \frac{2,2}{1 + \frac{2 \cdot (2,2 - 1)}{2,2} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,5} \cdot 570}} = 1,81$$

Součinitel vrubu pro krut v místě 1 je [14]:

$$\beta_{k1} = \frac{\alpha_{k1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{k1} - 1)}{\alpha_{k1}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_v} \cdot R_{mh}}} \quad (40)$$

$$\beta_{k1} = \frac{1,7}{1 + \frac{2 \cdot (1,7 - 1)}{1,7} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,5} \cdot 570}} = 1,46$$

Jelikož namáhání ohybovým momentem má střídavý cyklus, tak střední napětí od ohybového momentu je nulové a amplituda napětí od ohybového momentu je dána vztahem [14]:

$$\sigma_{a,o} = \beta_{o1} \cdot \frac{M_{o1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = 1,67 \cdot \frac{188106,8}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 74,6 \text{ MPa} \quad (41)$$

Namáhání normálovou silou má mĳivý cyklus, střední napětí vyvolané normálovou silou je tedy dáno vztahem [14]:

$$\sigma_{m,N} = \beta_{N1} \cdot \frac{\sigma_{Nmax} + \sigma_{Nmin}}{2} = \beta_{N1} \cdot \frac{\frac{F_N}{\pi \cdot d_1^2} + 0}{2} \quad (42)$$

$$\sigma_{m,N} = 1,81 \cdot \frac{\frac{9196,9}{\pi \cdot 35^2} + 0}{2} = 8,65 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{Nmax}$  [MPa] Maximální nominální napětí vyvolané normálovou silou  
 $\sigma_{Nmin}$  [MPa] Minimální nominální napětí vyvolané normálovou silou

Amplituda napětí od normálové síly je [14]:

$$\sigma_{a,N} = \beta_{N1} \cdot \frac{|\sigma_{Nmax} - \sigma_{Nmin}|}{2} = \beta_{N1} \cdot \frac{\left| \frac{F_N}{\pi \cdot d_1^2} - 0 \right|}{2} \quad (43)$$

$$\sigma_{a,N} = 1,81 \cdot \frac{\left| \frac{\frac{9196,9}{\pi \cdot 35^2}}{4} - 0 \right|}{2} = 8,65 \text{ MPa}$$

Střední napětí od kroutícího momentu je nulové a amplituda napětí od kroutícího momentu je [14]:

$$\tau_{a,k} = \beta_{k1} \cdot \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = 1,46 \cdot \frac{68000}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} = 11,8 \text{ MPa} \quad (44)$$

Střední hodnota redukovaného napětí je [14]:

$$\sigma_{m,red} = \sqrt{(\sigma_{m,o} + \sigma_{m,N})^2 + 3 \cdot \tau_{m,k}^2} \quad (45)$$

$$\sigma_{m,red} = \sqrt{(0 + 8,65)^2 + 3 \cdot 0^2} = 8,65 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{m,o}$  [MPa] Střední napětí od ohybového momentu

$\tau_{m,k}$  [MPa] Střední napětí od kroutícího momentu

Amplituda redukovaného napětí je [14]:

$$\sigma_{a,red} = \sqrt{(\sigma_{a,o} + \sigma_{a,N})^2 + 3 \cdot \tau_{a,k}^2} \quad (46)$$

$$\sigma_{a,red} = \sqrt{(74,6 + 8,65)^2 + 3 \cdot 11,8^2} = 85,7 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy podle Gerberova kritéria je dán vztahem [14]:

$$k_{MSÚ1} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{R_{mh}}{\sigma_{m,red}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a,red}}{\sigma_{Co}^*} \cdot \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \sigma_{m,red} \cdot \sigma_{Co}^*}{R_{mh} \cdot \sigma_{a,red}} \right)^2} \right] \quad (47)$$

$$k_{MSÚ1} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{570}{8,65} \right)^2 \cdot \frac{85,7}{162} \cdot \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot 8,65 \cdot 162}{570 \cdot 85,7} \right)^2} \right] = 1,88$$

Kontrola je provedena i v místě 2, kde má součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy hodnotu 2,25 a v místě 3, kde je součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy 2.

#### 4.4.5 Kontrola drážkového spoje

Hnací hřídel je s motorem spojena pomocí drážkového spoje. Tyto spoje se kontrolují na otláčení, přičemž tlak na bocích drážek nesmí přesáhnout dovolený tlak, který má pro střídavé zatížení a velké rázy hodnotu  $p_D = 67,5$ . [14]

Tlak na bocích drážek se určí pomocí vztahu [14]:

$$p_b = \frac{2 \cdot M_k}{d_s \cdot l \cdot h \cdot 0,75 \cdot z} = \frac{2 \cdot 68000}{14,5 \cdot 16 \cdot 3 \cdot 0,75 \cdot 6} = 43,4 \text{ MPa} \leq p_D \quad (48)$$

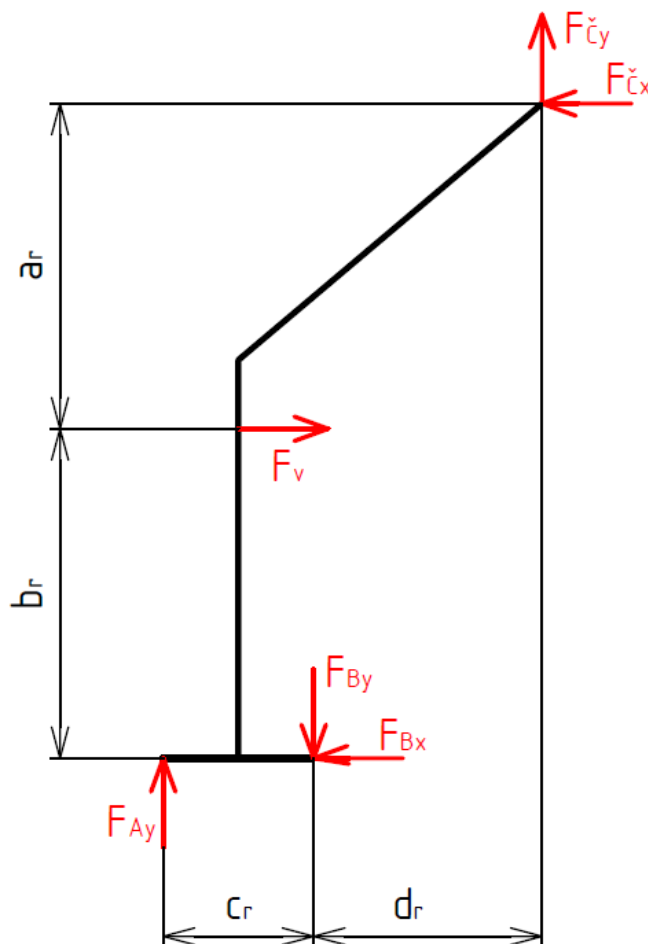
kde:

$d_s$	[mm]	Střední průměr drážkového profilu
$h$	[mm]	Výška drážkování
$l$	[mm]	Činná délka drážkování
$z$	[-]	Počet drážek

#### 4.5 Kontrola ramene

##### 4.5.1 Zatížení ramene

Rameno je zatíženo reakčními silami v ložiscích, silou vyvozenou hydraulickým válcem a reakčními silami v hlavním čepu, na kterém je rameno upevněno (viz obr. 19).



Obr. 19) Zatížení ramene

Reakční síly působící v hlavním čepu a potřebná síla, kterou musí vyvinout hydraulický válec, je získána pomocí rovnic statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_V - F_{Bx} - F_{\check{c}x} = 0 \quad (49)$$

$$\sum F_y = F_{Ay} + F_{\check{c}y} - F_{By} = 0 \quad (50)$$

$$\sum M_{\check{c}} = F_V \cdot a - F_{Bx} \cdot (a + b) + F_{By} \cdot d - F_{Ay} \cdot (c + d) = 0 \quad (51)$$

Řešením rovnic statické rovnováhy je získána potřebná síla, kterou musí vyvinout hydraulický válec:

$$F_V = \frac{F_{Bx} \cdot (a_r + b_r) - F_{By} \cdot d + F_{Ay} \cdot (c_r + d_r)}{a_r} \quad (52)$$

$$F_V = \frac{9760,4 \cdot (776 + 700) - 4255,8 \cdot 634 + 1803,3 \cdot (97 + 634)}{776}$$

$$F_V = 16786,3 \text{ N}$$

kde:

$a_r$	[mm]	Vzdálenost mezi hlavním čepem a čepem hydraulického válce
$b_r$	[mm]	Vzdálenost mezi čepem hydraulického válce a osou hřídele
$c_r$	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky A a B
$d_r$	[mm]	Vzdálenost mezi ložiskem B a hlavním čepem ve směru osy x

Reakční síly v hlavním čepu pak jsou:

$$F_{\check{c}x} = F_V - F_{Bx} = 16786,3 - 9760,4 = 7025,9 \text{ N} \quad (53)$$

$$F_{\check{c}y} = F_{By} - F_{Ay} = 4255,8 - 1803,3 = 2452,5 \text{ N} \quad (54)$$

#### 4.5.2 Pevnostní analýza ramene

Pro kontrolu ramene je použita pevnostní analýza v programu Autodesk Inventor Professional, která využívá metodu konečných prvků. Rameno je svařovaná konstrukce, ale pro kontrolu pomocí pevnostní analýzy je rameno vymodelováno jako jedna součást.

Při analýze je vazbami omezen pohyb otvorů pro hlavní čep ve všech osách a je umožněna pouze rotace. Vazbou je omezen i pohyb v ose x válcové plochy pro uložení ložiska B. Dále je model zatížen silou od hydraulického válce a silami  $F_{Ay}$  a  $F_{By}$  (viz obr. 19).

Při vykreslení vnitřního napětí je použito zvětšené měřítko, aby byla viditelná vzniklá deformace. Na výsledku analýzy (obr. 20) je vidět, že nejvíce namáhané místo je v okolí přivařeného třmenu pro uchycení hydraulického válce. V detailním pohledu jsou patrné špičky napětí, které jsou ovšem způsobeny zjednodušením modelu a zátěžných sil. Tyto špičky jsou pouze lokálního charakteru a při jejich zanedbání je patrné, že součást je dostatečně dimenzovaná.

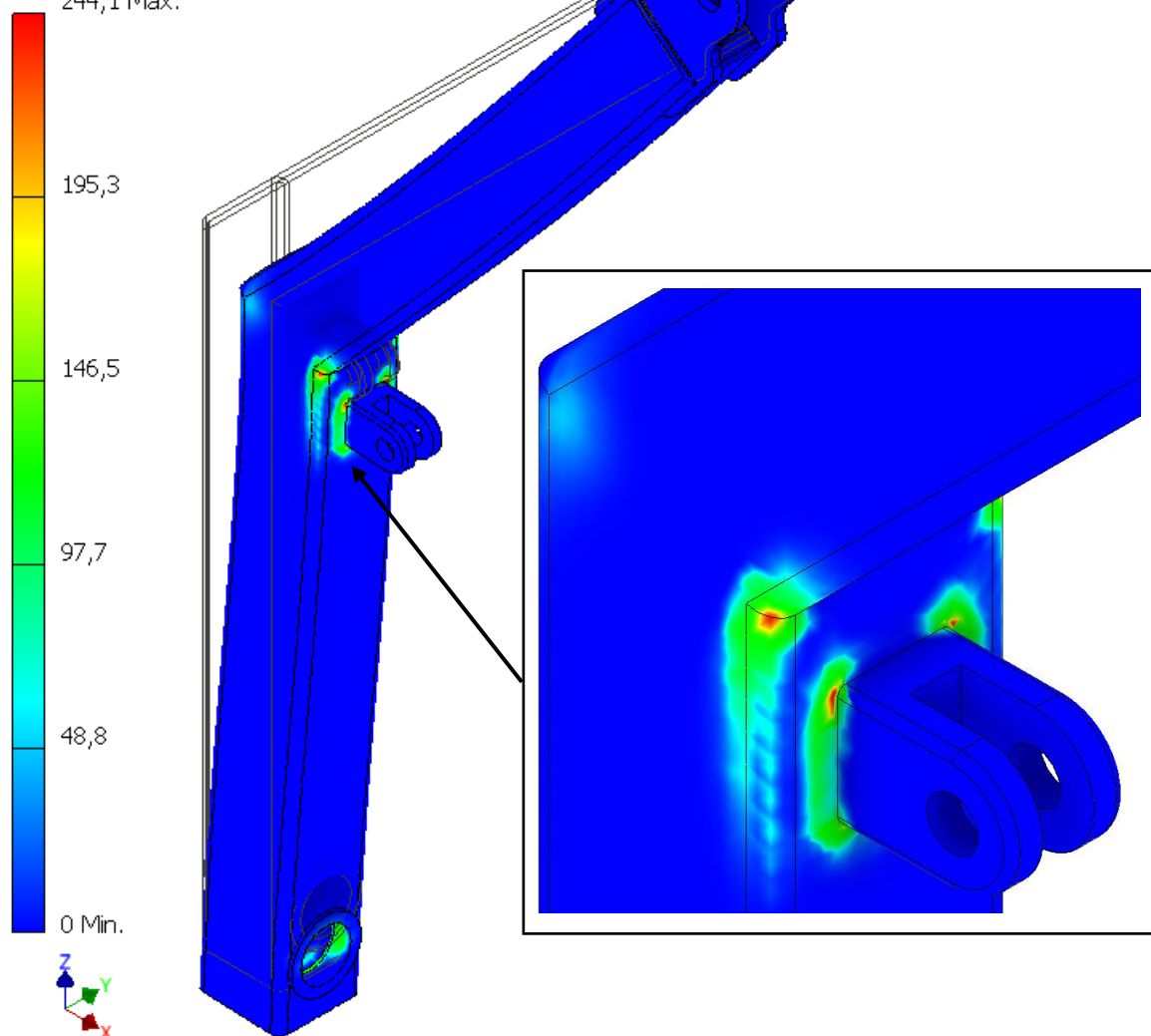


Typ: Napětí Von Mises

Jednotka: MPa

13. 4. 2018, 19:24:25

244,1 Max.



Obr. 20) Výsledek pevnostní analýzy – Napětí Von Mises

#### 4.6 Kontrola hlavního čepu

Hlavní čep spojuje obě ramena a závěsné oko, umožňuje tedy naklápění ramen vůči sobě a současně nese všechnu hmotnost manipulátoru. Reakční síly, kterými působí rameno na čep, jsou vyčísleny v kapitole 4.5.1. Ve směru osy  $y$  je nutné uvažovat i hmotnost manipulátoru, tedy k reakční síle přičíst gravitační sílu.

Celková síla v ose  $y$  od jednoho ramene je:

$$F_y = F_{\check{c}y} + \frac{m_m}{2} \cdot g = 2452,5 + \frac{200}{2} \cdot 9,81 = 3433,5 \text{ N} \quad (55)$$

kde:

$m_m$  [kg] Hmotnost manipulátoru

Hlavní čep je vyroben z materiálu 11 373, který má dle [19] str. 54 pro součinitele bezpečnosti 2 následující hodnoty dovolených napětí:

Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_{Do} = 70 \text{ MPa}$
Dovolené napětí ve stříhu	$\tau_{Ds} = 40 \text{ MPa}$
Dovolené napětí v tlaku	$p_D = 65 \text{ MPa}$

#### 4.6.1 Kontrola na ohyb

Dle obrázku 21b je zřejmé, že maximální ohybový moment je v působišti síly F na ose čepu. Ohybový moment kolem osy x v tomto místě je:

$$M_{o\check{c}x} = \frac{F_y}{2} \cdot \frac{a_{\check{c}}}{2} + \frac{F_y}{2} \cdot \frac{b_{\check{c}}}{2} \quad (56)$$

$$M_{o\check{c}x} = \frac{3433,5}{2} \cdot \frac{98}{2} + \frac{3433,5}{2} \cdot \frac{132}{2} = 197426,25 \text{ N mm}$$

kde:

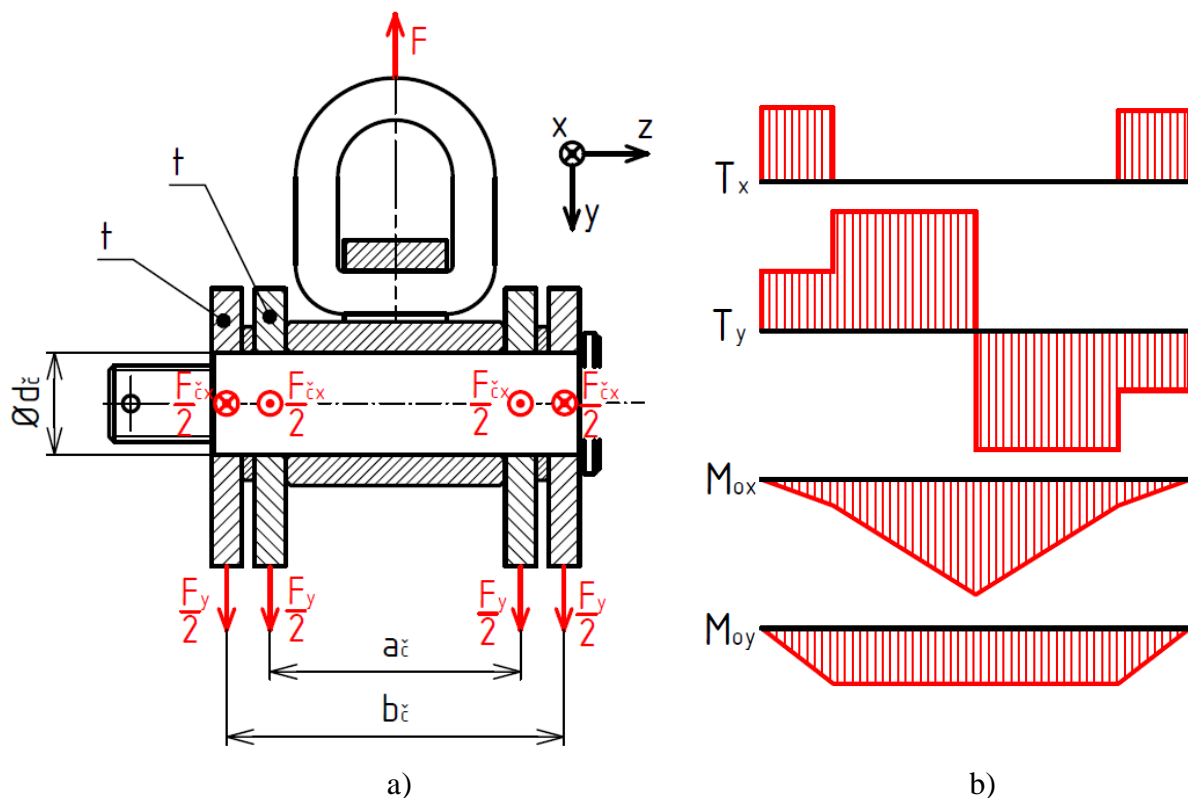
$a_{\check{c}}$  [mm]      Vzdálenost mezi působišti reakčních sil pravého ramene

$b_{\check{c}}$  [mm]      Vzdálenost mezi působišti reakčních sil levého ramene

Ohybový moment kolem osy y v tomto místě je:

$$M_{o\check{c}y} = -\frac{F_{\check{c}x}}{2} \cdot \frac{a_{\check{c}}}{2} + \frac{F_{\check{c}x}}{2} \cdot \frac{b_{\check{c}}}{2} \quad (57)$$

$$M_{o\check{c}y} = -\frac{7025,9}{2} \cdot \frac{98}{2} + \frac{7025,9}{2} \cdot \frac{132}{2} = 59720,15 \text{ N mm}$$



Obr. 21) Hlavní čep a) zatížení, b) průběhy napětí

Maximální ohybový moment pak je:

$$M_{o,max,\check{c}} = \sqrt{M_{o,\check{c}x}^2 + M_{o,\check{c}y}^2} \quad (58)$$

$$M_{o,max,\check{c}} = \sqrt{197426,25^2 + 59720,15^2} = 206261,1 \text{ N mm}$$

Napětí v ohybu je dáno vztahem [14]:

$$\sigma_{o,\check{c}} = \frac{M_{o,max,\check{c}}}{W_{o,\check{c}}} = \frac{M_{o,max,\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{206261,1}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 32,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{Do} \quad (59)$$

kde:

$d_{\check{c}}$  [mm] Průměr hlavního čepu

$W_{o,\check{c}}$  [mm<sup>3</sup>] Modul průřezu v ohybu hlavního čepu

#### 4.6.2 Kontrola na stříh

Z průběhů napětí v hlavním čepu (viz obr. 21b) je patrné, že maximální síla namáhající čep na stříh je:

$$F_S = \sqrt{F_{\check{c}x}^2 + (F_y + F_y)^2} = \sqrt{7025,9^2 + (3433,5 + 3433,5)^2} \quad (60)$$

$$F_S = 9824,4 \text{ N}$$

Napětí ve stříhu je dáno vztahem [14]:

$$\tau_{s,\check{c}} = \frac{F_S}{2 \cdot S_{\check{c}}} = \frac{F_S}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{9824,4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 3,9 \text{ MPa} \leq \tau_{Ds} \quad (61)$$

kde:

$S_{\check{c}}$  [mm<sup>2</sup>] Střížná plocha čepu

#### 4.6.3 Kontrola na otláčení

Výslednice reakčních sil, kterými působí rameno na čep je:

$$F_{V\check{c}} = \sqrt{F_{\check{c}x}^2 + F_y^2} = \sqrt{7025,9^2 + 3433,5^2} = 7820 \text{ N} \quad (62)$$

Tlak působící na stykové plochy ramene a hlavního čepu je dán vztahem [14]:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{V\check{c}}}{S} = \frac{F_{V\check{c}}}{2 \cdot t \cdot d_{\check{c}}} = \frac{7820}{2 \cdot 12 \cdot 40} = 8,15 \text{ MPa} \leq p_D \quad (63)$$

kde:

$S$  [mm<sup>2</sup>] Plocha namáhaná na otláčení

$t$  [mm] Tloušťka

## 4.7 Návrh hydraulického válce

Hydraulický válec musí vyvinout tahovou sílu, která je vypočtena v kapitole 4.5.1 pomocí statické rovnováhy ramene. Je zvolen hydraulický válec Parker MMB, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce č. 3. Zvolený hydraulický válec má podle katalogu výrobce označení 50-MP3-MMB-M-N-1-4-M-500.00-M-1-1-0-0. [20]

Tab. 3) Parametry zvoleného hydraulického válce Parker MMB [20]

Průměr válce D	[mm]	50
Průměr pístu d	[mm]	28
Maximální pracovní tlak	[MPa]	16

Jelikož je válec namáhán tahovou silou, tak se podle výrobce nemusí kontrolovat minimální průměr pístu. Tlak hydraulické kapaliny potřebný k vyvození požadované tahové síly je dán vztahem:

$$p_V = \frac{F_V}{S_V - S_P} = \frac{F_V}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{16786,3}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4} - \frac{\pi \cdot 28^2}{4}} = 12,5 \text{ MPa} \quad (64)$$

kde:

$S_V$  [mm<sup>2</sup>] Plocha válce

$S_P$  [mm<sup>2</sup>] Plocha pístu

## 4.8 Návrh hydraulického agregátu

Hydraulický agregát je dimenzován pro pracovní tlak kyvného hydromotoru, který má hodnotu 13,8 MPa. Podle katalogu výrobce [21] je na základě požadovaného pracovního tlaku zvolen agregát Parker Oildyne 550 TC 04-15-S5,P5-NNN-HP-12. Tento agregát má výkon 0,50 HP, což odpovídá hodnotě okolo 380 W. Hodnota průtoku při tomto výkonu a pracovním tlaku je okolo 0,8 l min<sup>-1</sup>.

## 5 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

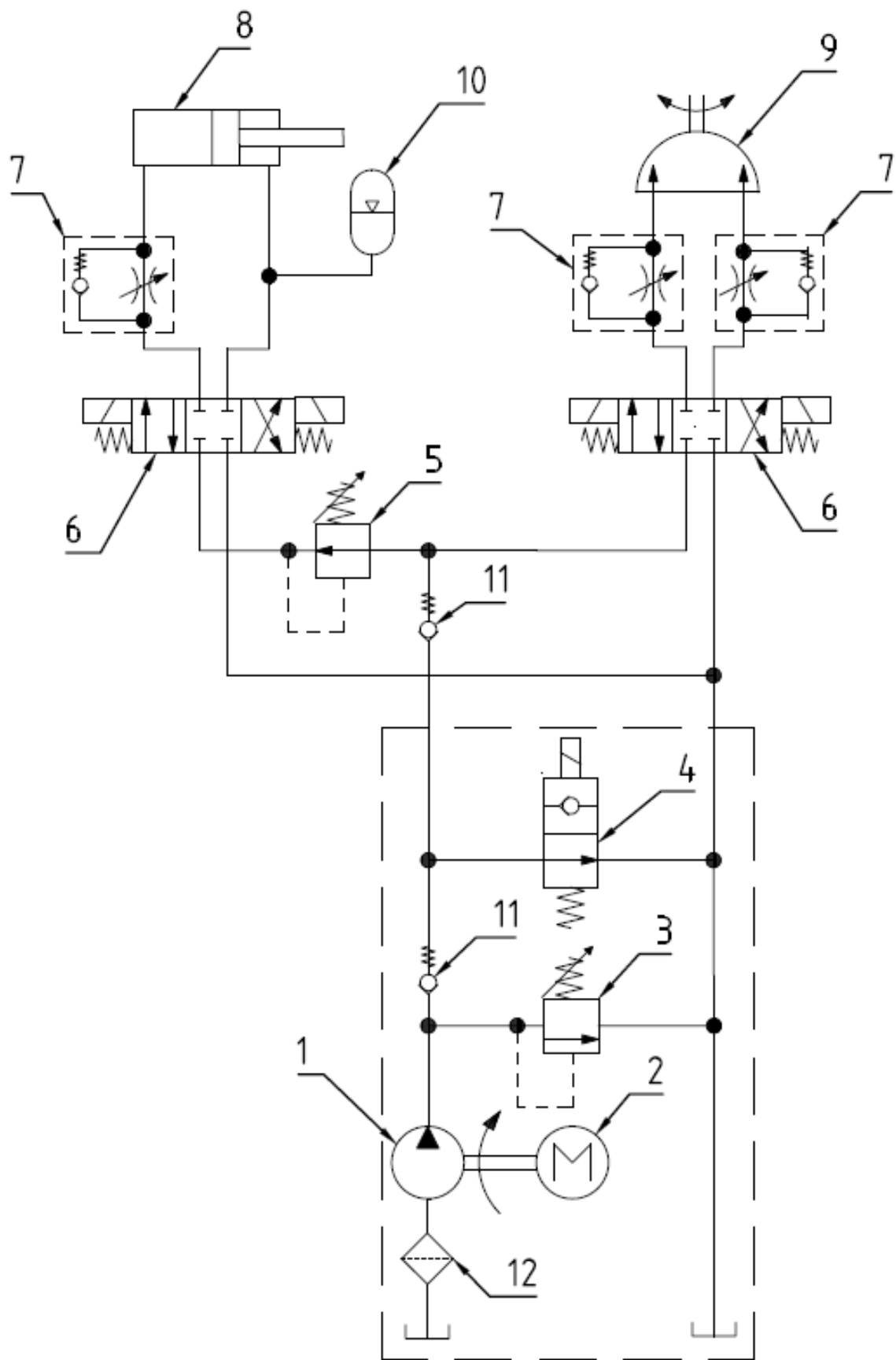
Hydraulický obvod (viz obr. 22) se skládá z hydraulického agregátu Parker Oildyne 550, který obsahuje čerpadlo 1, elektromotor 2, pojistný ventil 3 a elektromagneticky ovládaný odlehčovací ventil 4, který je ve výchozí poloze, když jsou rozvaděče 6 uzavřené a zajišťuje tak odlehčení hydrogenerátoru. Při změně polohy jednoho z rozvaděčů 6 se odlehčovací ventil 4 automaticky uzavře a dojde tak k natlakování tlakové větve. Agregát dále obsahuje zpětný ventil 11 a filtr 12, který zajišťuje potřebnou čistotu hydraulické kapaliny.

Hydraulický obvod se dále skládá z kyvného hydromotoru 9, jehož rychlost otáčení je regulována pomocí dvou škrťících ventilů se zpětným ventilem 7. Smysl otáčení se mění pomocí elektromagneticky ovládaného rozvaděče 6.

Dvojčinný přímočarý hydromotor s diferenciálním pístem 8 je ovládán pomocí druhého elektromagneticky ovládaného rozvaděče 6. Požadovaný tlak v hydromotoru je nastaven pomocí redukčního ventilu 5 a rychlost pístu při upínání je regulována pomocí škrťícího ventilu se zpětným ventilem 7. Dále je přímočarý hydromotor doplněn o akumulátor 10, který má za úkol zajištění požadovaného tlaku v případě, že by se čelisti dostatečně nezamáčkli do formy nebo se uvolnili při manipulaci s formou.

Legenda k obrázku 22:

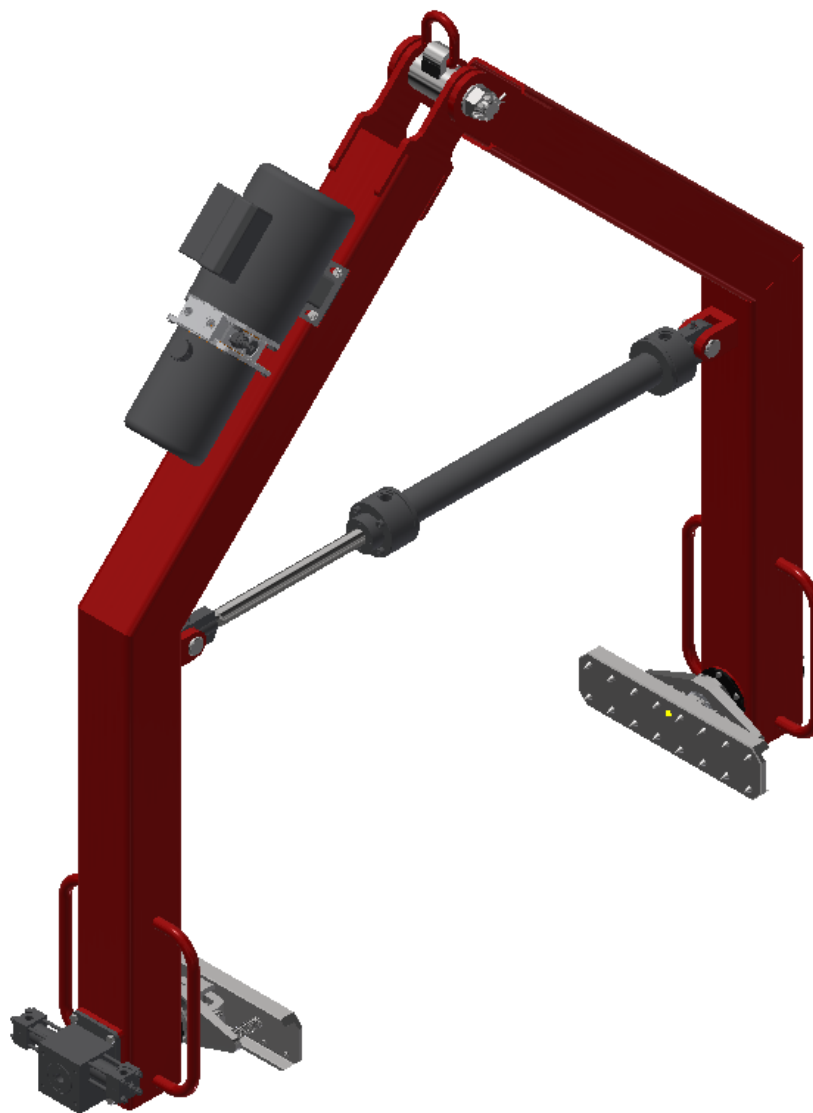
- 1 – Hydrogenerátor
- 2 – Elektromotor
- 3 – Pojistný ventil
- 4 – Odlehčovací ventil
- 5 – Redukční ventil
- 6 – Rozvaděč
- 7 – Škrťící ventil se zpětným ventilem
- 8 – Dvojčinný přímočarý hydromotor s diferenciálním pístem
- 9 – Kyvný hydromotor
- 10 – Akumulátor
- 11 – Zpětný ventil
- 12 – Filtr



Obr. 22) Hydraulický obvod manipulátoru

## 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Cílem této kapitoly je popis jednotlivých konstrukčních uzlů navrženého manipulátoru (obr. 23). Celkové rozměry manipulátoru jsou 1684 x 1595 x 400 mm (výška x šířka x hloubka) a celková hmotnost manipulátoru se pohybuje okolo 200 kg.



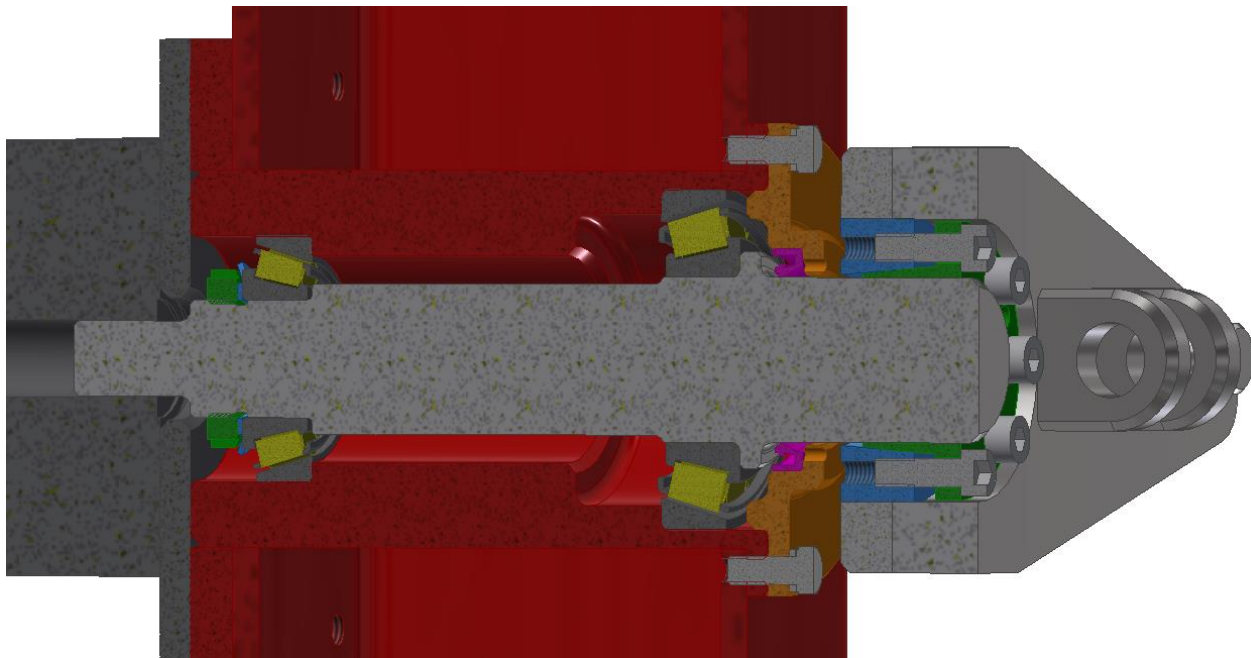
Obr. 23) Navržený manipulátor

### 6.1 Rám

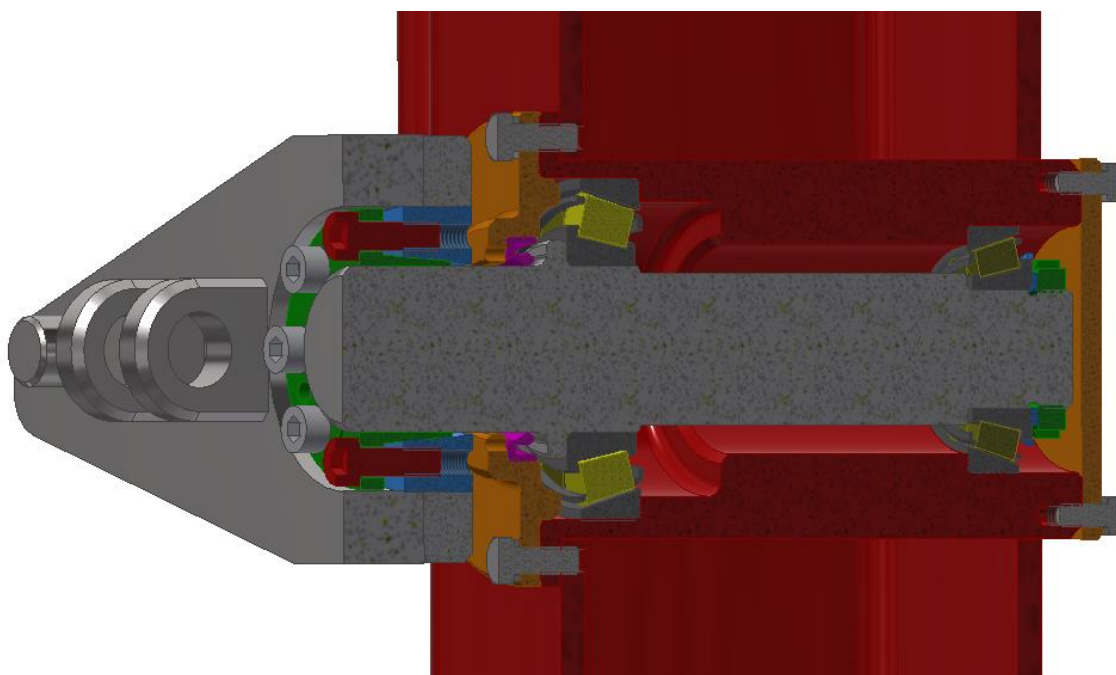
Rám manipulátoru je tvořen dvěma rameny (viz obr. 23), která jsou svařena z čtvercových trubek. V horní části jsou ramena spojena pomocí čepu, který je proti vypadnutí pojištěn korunovou maticí a závlačkou. Do spodních částí ramen jsou přivařena pouzdra, která slouží pro uložení hřídelí. Vzájemnou polohu ramen zajišťuje hydraulický válec, který je k ramenům uchycen pomocí čepů. Tyto čepy jsou opatřeny hlavou a proti vypadnutí jsou zajištěny závlačkou. Dále jsou ramena opatřena madly pro snadnou manipulaci se zavěšeným manipulátorem např. při upínání formy.

## 6.2 Uložení hřídelí

V konstrukci manipulátoru je použita hnaná a hnací hřídel. Tyto hřídele se od sebe liší pouze v tom, že hnací hřídel má navíc část s rovnobokým drážkováním, pomocí které je spojena s hydraulickým kyvným motorem. Uložení obou hřídelí je prakticky totožné (viz obr. 24 a obr.25). Hřídele jsou uloženy pomocí dvou kuželíkových ložisek, které jsou uspořádány zády k sobě (do "O"). Předepnutí ložisek je realizováno pomocí KM matice a MB podložky. Ložiska jsou mazána plastickým mazivem, aby nedocházelo ke znečištění maziva, je použito břitové těsnění, které je umístěno ve víku. Na hřídelích jsou pomocí svěrných pouzder uchyceny držáky čelistí.



Obr. 24) Uložení hnací hřídele



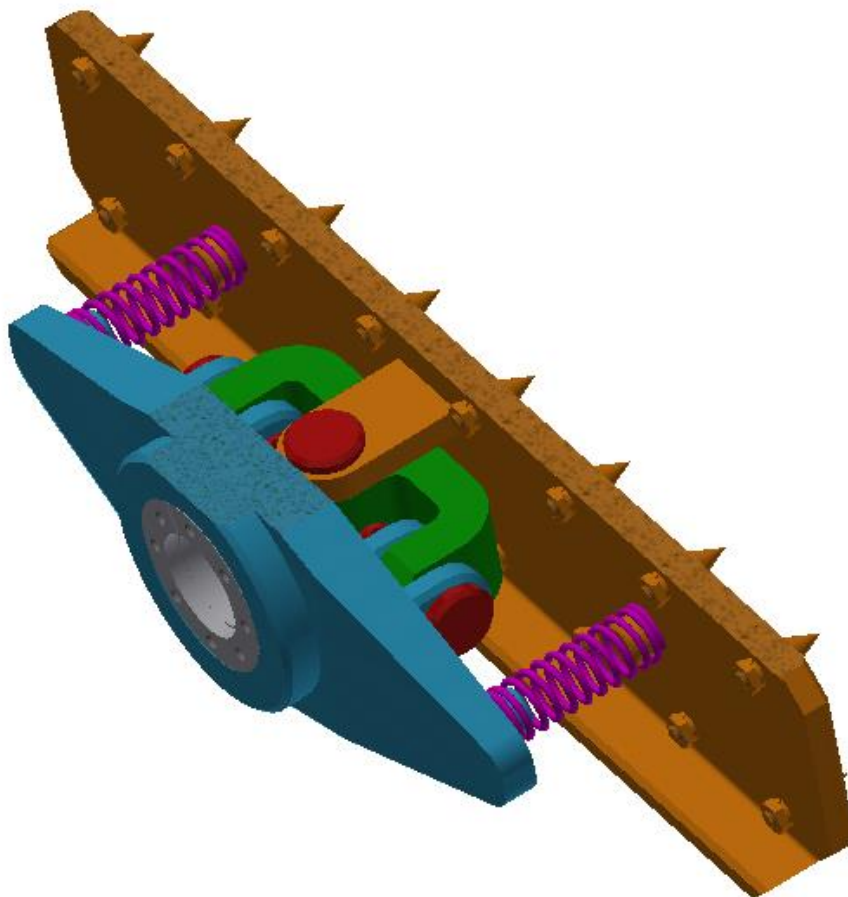
Obr. 25) Uložení hnané hřídele



### 6.3 Upínací čelisti

Při upínání forem, které mají zkosené stěny nebo forem menších šířek, je nutné, aby byli čelisti naklápěcí. Toho je docíleno vložením dalšího dílu mezi držák čelistí a čelisti (viz obr. 26). Tento díl je upevněn pomocí dvou čepů k držáku čelistí a jedním čepem k čelistem, díky tomu je umožněno naklápění ve všech směrech. Čepy jsou proti vypadnutí zajištěny závlačkami. Dále jsou čelisti opatřeny pružinami, které zajišťují, aby čelisti zůstaly po odlehčení v požadované poloze. Pro lepší uchycení formy jsou upínací čelisti opatřeny hroty, ty jsou konstruovány jako výměnné, aby při jejich poškození byla možná rychlá výměna.

Naklápění čelistí umožňuje manipulovat s formami jejichž, šířka je mezi 1000 mm a 500 mm. Při upínání forem menších šířek by došlo ke kolizi mezi čelistí a středním dílem.



Obr. 26) Upínací čelisti

### 6.4 Závěsné oko

Pro zavěšení manipulátoru na jeřáb je použito navařovací závěsné oko, které umožňuje naklápění. Toto oko je navařeno na náboj, který je umístěn na čepu spojujícím ramena (viz obr. 23). Pro otáčení manipulátoru kolem svislé osy je uvažováno zavěšení manipulátoru na jeřábovém háku, který otáčení kolem svislé osy umožňuje.



## 7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh a konstrukce hydraulicky naháněného jednoúčelového manipulátoru pro manipulaci se samonosnými formami ve slévárenském provozu. První část byla věnována rešerši týkající se základního rozdělení manipulačních zařízení a rozdělení manipulátorů pro manipulaci s formami ve slévárenství, které jsou dostupné na trhu.

Poznatky z rešeršní části byly využity pro tvorbu dvou výchozích variant řešení. Z těchto variant byla na základě maximálních rozměrů a hmotnosti formy vybrána konstrukční varianta, která je méně nákladná na výrobu.

Ve výpočtové části byla vypočtena potřebná svěrná síla, kterou je nutné sevřít formu pro bezpečnou manipulaci. Dále byl určen potřebný kroutící moment pro otáčení formy a na základě tohoto momentu byl navržen vhodný hydraulický motor. Dalším krokem bylo určení reakčních sil v ložiscích a výpočet trvanlivosti použitých ložisek. Dále byla provedena kontrola hnací hřídele vzhledem k meznímu stavu pružnosti a následně k meznímu stavu únavy. Dále byla provedena kontrola ramene pomocí metody konečných prvků. Závěrem výpočtové části byla kontrola hlavního čepu a návrh hydraulického válce.

Závěrečné části práce byly věnovány popisu navrhnutého hydraulického obvodu a popisu konstrukčního řešení manipulátoru. Z finančních důvodů bylo při konstrukci použito co nejvíce normalizovaných a nakupovaných součástí.

Navržený manipulátor je šířkově stavitelný a umožňuje manipulaci s formami, které mají šířku od 500 mm do 1000 mm. Maximální hmotnost formy je 500 kg a hmotnost manipulátoru je 200 kg, minimální nosnost jeřábu, na kterém bude manipulátor zavěšen musí tedy být 700 kg.



## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] RUMÍŠEK, Pavel. *Automatizace: (roboty a manipulátory)* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2003 [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/opory/emm\\_mechanizace\\_a\\_automatizace\\_roboty\\_rumisek.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/opory/emm_mechanizace_a_automatizace_roboty_rumisek.pdf)
- [2] CHVÁLA, Břetislav, Robert MATIČKA a Jaroslav TALÁCKO. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-030-0361-X.
- [3] Dvouramenný manipulátor 2RM se závěsným vakuovým rámem. In: *TRIOM s.r.o.* [online]. Frenštát pod Radhoštěm: TRIOM, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: [http://triom.cz/manipulatory/2\\_\\_dvouramenny-manipulator-2rm](http://triom.cz/manipulatory/2__dvouramenny-manipulator-2rm)
- [4] KUKA Robotics. In: *KUKA* [online]. Augsburg: KUKA, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/cs-cz/o-spole%C4%8Dnosti-kuka/struktura-podniku/kuka-robotics>
- [5] Podavač tyčí Haas. In: *Mezinárodní Haas Automation Inc* [online]. Zaventem: Haas Automation, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: [https://int.haascnc.com/lathe\\_bar.asp?intLanguageCode=1029&webID=BARFEEDER](https://int.haascnc.com/lathe_bar.asp?intLanguageCode=1029&webID=BARFEEDER)
- [6] Triple Articulated Manipulator. In: *Ergonomic Partners* [online]. Bridgeton: Ergonomic Partners, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.ergonomicpartners.com/manipulator-arms.aspx>
- [7] PMH-H Gantry Style Mold Handlers. In: *Palmer Manufacturing & Supply* [online]. Springfield: Palmer Manufacturing & Supply, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: [http://www.palmermfg.com/mold\\_handlers/PMH\\_gantry\\_style\\_mold\\_handlers.htm](http://www.palmermfg.com/mold_handlers/PMH_gantry_style_mold_handlers.htm)
- [8] Mold Manipulators. In: *Quiptec Inc.* [online]. Oro-Medonte: Quiptec, c2014 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.quiptec.com/mold-manipulators.html>
- [9] MOLD MANIPULATORS. In: *Tinker Omega Manufacturing LLC* [online]. Springfield: Tinker Omega Manufacturing [cit. 2018-04-05]. Dostupné z: <http://tinkeromega.com/category/mold-manipulators>
- [10] DONOVAN TELESCOPING ROLLOVERS. In: *Vulcan Engineering Co.* [online]. Helena: Vulcan Engineering, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.vulcangroup.com/product/donovan-telescoping-rollovers/>
- [11] Clamp pads. In: *Quiptec Inc.* [online]. Oro-Medonte: Quiptec, c2014 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.quiptec.com/mold-manipulators.html>
- [12] DONOVAN PICTURE FRAME ROLLOVERS. In: *Vulcan Engineering Co.* [online]. Helena: Vulcan Engineering, c2018 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.vulcangroup.com/product/donovan-picture-frame-rollovers/>
- [13] Online nápověda: GEO5. *Fine: civil engineering software* [online]. Praha: Fine [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.fine.cz/napoveda/geo5/cs/tabulka-hodnot-uhlu-delta-pro-ruzna-rozhrani-01/>
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [15] Catalog HY03-1800-2US: HTR Series Hydraulic Rack and Pinion Rotary Actuators Catalog. In: *Parker* [online]. Cleveland: PARKER HANNIFIN, c2017 [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: [http://www.parker.com/Literature/Literature%20Files/pneumatic/Literature/Rotary-Actuator/HTR-Series\\_HY03-1800-2.pdf](http://www.parker.com/Literature/Literature%20Files/pneumatic/Literature/Rotary-Actuator/HTR-Series_HY03-1800-2.pdf)
- [16] Tapered roller bearings: 30205. *SKF* [online]. Göteborg: SKF [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=30205>
- [17] Tapered roller bearings: 30207. *SKF* [online]. Göteborg: SKF [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=30207>
- [18] Loads. *SKF* [online]. Göteborg: SKF [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads/index.html>
- [19] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [20] MMB Hydraulic Cylinders: 'Mill type' roundline cylinders for working pressures up to 160 bar. In: *Parker* [online]. Cleveland: PARKER HANNIFIN, c2017 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: [http://www.parker.com/Literature/Cylinder%20Europe/Cylinder%20Europe%20-%20English%20Literature/Product%20Literature/HY07-1215UK\\_MMB\\_Metric\\_Roundline\\_Mill\\_160\\_Bar\\_Hydraulic\\_Cylinders.pdf](http://www.parker.com/Literature/Cylinder%20Europe/Cylinder%20Europe%20-%20English%20Literature/Product%20Literature/HY07-1215UK_MMB_Metric_Roundline_Mill_160_Bar_Hydraulic_Cylinders.pdf)
- [21] Compact Fluid Power Systems: Catalog HY22-1131/US. In: *Parker* [online]. Cleveland: PARKER HANNIFIN, c2017 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.parker.com/Literature/Hydraulic%20Pump%20Division/Oildyne%20Combined%20Sales%20Catalog/HY22-1131US%20Complete%20Catalog%2012-2015.pdf>

## 9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 9.1 Seznam zkratek

MSP	Mezní stav pružnosti
MSÚ	Mezní stav únavy
např.	Například
tj.	To jest

### 9.2 Seznam symbolů

$a_{\check{c}}$	Vzdálenost mezi působišti rekčních sil pravého ramene	[mm]
$a_{\check{c}el}$	Šířka čelisti	[m]
$a_r$	Vzdálenost mezi hlavním čepem a čepem hydraulického válce	[mm]
$b$	Výška formy	[m]
$b_{\check{c}}$	Vzdálenost mezi působišti rekčních sil levého ramene	[mm]
$b_{\check{c}el}$	Výška čelisti	[m]
$b_r$	Vzdálenost mezi čepem hydraulického válce a osou hřídele	[mm]
$c$	Hloubka formy	[m]
$C_A$	Základní dynamická únosnost ložiska A	[N]
$C_B$	Základní dynamická únosnost ložiska B	[N]
$c_r$	Vzdálenost mezi ložisky A a B	[mm]
$D$	Průměr válce	[mm]
$d$	Průměr pístu	[mm]
$d_1$	Průměr hřídele v místě 1	[mm]
$d_B$	Průměr hřídele pod ložiskem B	[mm]
$d_{\check{c}}$	Průměr hlavního čepu	[mm]
$d_r$	Vzdálenost mezi ložiskem B a hlavním čepem ve směru osy x	[mm]
$d_s$	Střední průměr drážkovaného profilu	[mm]
$f$	Součinitel tření	[-]
$F_{Ax}$	Axiální síla v ložisku A	[N]
$F_{Ay}$	Radiální síla v ložisku A	[N]
$F_{Bx}$	Axiální síla v ložisku B	[N]
$F_{By}$	Radiální síla v ložisku B	[N]
$F_{\check{c}x}$	Reakční síla v hlavním čepu ve směru osy x	[N]
$F_{\check{c}y}$	Reakční síla v hlavním čepu ve směru osy y	[N]
$F_N$	Svěrná síla	[N]

$F_S$	Střížná síla	[N]
$F_T$	Třecí síla vyvozená jednou čelistí	[N]
$F_V$	Síla hydraulického válce	[N]
$F_{V\check{c}}$	Výslednice reakčních sil	[N]
$F_g$	Tíhová síla vyvozená hmotností formy	[N]
$F_y$	Celková síla v ose y působící jedním ramenem	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	[m s <sup>-2</sup> ]
$h$	Výška drážkování	[mm]
$J_c$	Celkový moment setrvačnosti	[kg m <sup>2</sup> ]
$J_{\check{c}}$	Moment setrvačnosti čelistí	[kg m <sup>2</sup> ]
$J_f$	Moment setrvačnosti formy při správném upnutí	[kg m <sup>2</sup> ]
$J_{fm}$	Moment setrvačnosti při upnutí mimo teoretickou osu otáčení	[kg m <sup>2</sup> ]
$k$	Koeficient bezpečnosti	[-]
$k_a$	Součinitel vlivu jakosti povrchu	[-]
$k_b$	Součinitel vlivu velikosti tělesa	[-]
$k_c$	Součinitel vlivu způsobu zatěžování	[-]
$k_d$	Součinitel vlivu teploty	[-]
$k_e$	Součinitel vlivu spolehlivosti	[-]
$k_f$	Součinitel zahrnující další vlivy	[-]
$k_{MSPB}$	Součinitel bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti pod ložiskem B	[-]
$k_{MSP1}$	Součinitel bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v místě 1	[-]
$k_{MSÚ1}$	Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy v místě 1	[-]
$l$	Činná délka drážkování	[mm]
$L_{10A}$	Trvanlivost ložiska A	[-]
$L_{10B}$	Trvanlivost ložiska B	[-]
$M$	Moment	[N mm]
$m_{\check{c}}$	Hmotnost čelisti	[kg]
$m_f$	Hmotnost formy	[kg]
$M_k$	Krotící moment motoru	[N mm]
$M_{kp}$	Potřebný krotící moment	[N mm]
$m_m$	Hmotnost manipulátoru	[kg]
$M_{o1}$	Ohybový moment v místě 1	[MPa]
$M_{o\check{c}x}$	Ohybový moment kolem osy x	[N mm]
$M_{o\check{c}y}$	Ohybový moment kolem osy y	[N mm]
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment na hřídeli	[MPa]
$M_{omax,\check{c}}$	Maximální ohybový moment	[N mm]



n	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
p	Tlak působící na formu	[MPa]
P <sub>A</sub>	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska A	[N]
P <sub>B</sub>	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska B	[N]
p <sub>b</sub>	Tlak na bocích drážek	[MPa]
p <sub>č</sub>	Tlak působící na stykové plochy ramene a hlavního čepu	[MPa]
p <sub>D</sub>	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
p <sub>V</sub>	Tlak hydraulické kapaliny v hydraulickém válci	[MPa]
Q	Objemový průtok	[cm <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
Q <sub>rad</sub>	Objem potřebný k otočení motoru o 1 radián	[cm <sup>3</sup> rad <sup>-1</sup> ]
r	Vzdálenost skutečné osy otáčení od teoretické osy otáčení	[m]
R <sub>eh</sub>	Mez pružnosti hřídele	[MPa]
R <sub>mh</sub>	Mez pevnosti hřídele	[MPa]
r <sub>v</sub>	Poloměr vrubu	[mm]
S	Plocha namáhaná na otláčení	[mm <sup>2</sup> ]
S <sub>1</sub>	Plocha průřezu hřídele v místě 1	[mm <sup>2</sup> ]
S <sub>B</sub>	Plocha průřezu pod ložiskem B	[mm <sup>2</sup> ]
S <sub>č</sub>	Střižná plocha čepu	[mm <sup>2</sup> ]
S <sub>P</sub>	Plocha pístu	[mm <sup>2</sup> ]
S <sub>V</sub>	Plocha válce	[mm <sup>2</sup> ]
t	Tloušťka	[mm]
t <sub>r</sub>	Doba rozběhu	[s]
W <sub>kB</sub>	Modul průřezu v krutu pod ložiskem B	[mm <sup>3</sup> ]
W <sub>o,č</sub>	Modul průřezu v ohybu hlavního čepu	[mm <sup>3</sup> ]
W <sub>o1</sub>	Modul průřezu v ohybu v místě 1	[mm <sup>3</sup> ]
W <sub>oB</sub>	Modul průřezu v ohybu pod ložiskem B	[mm <sup>3</sup> ]
x <sub>1</sub>	Vzdálenost středů zatížení ložisek A a B	[mm]
x <sub>2</sub>	Vzdálenost mezi působištem zatížení a středem zatížení ložiska B	[mm]
x <sub>3</sub>	Vzdálenost mezi svěrným pouzdrem a středem zatížení ložiska B	[mm]
x <sub>4</sub>	Vzdálenost mezi osazením 1 a středem zatížení ložiska B	[mm]
Y <sub>A</sub>	Součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska A	[-]
Y <sub>B</sub>	Součinitel dynamického axiálního zatížení ložiska B	[-]
Z	Počet drážek	[-]
α <sub>k1</sub>	Součinitel tvaru pro krut v místě 1	[-]
α <sub>N1</sub>	Součinitel tvaru pro tah v místě 1	[-]
α <sub>o1</sub>	Součinitel tvaru pro ohyb v místě 1	[-]

$\beta_{k1}$	Součinitel vrubu pro krut v místě 1	[-]
$\beta_{N1}$	Součinitel vrubu pro tah v místě 1	[-]
$\beta_{o1}$	Součinitel vrubu pro ohyb v místě 1	[-]
$\varepsilon$	Úhlové zrychlení	[s <sup>-2</sup> ]
$\sigma^*_{Co}$	Korigovaná mez únavy	[MPa]
$\sigma_{a,N}$	Amplituda napětí od normálového napětí	[MPa]
$\sigma_{a,o}$	Amplituda napětí od ohybového momentu	[MPa]
$\sigma_{a,red}$	Amplituda redukovaného napětí	[MPa]
$\sigma_{Co}$	Mez únavy v ohybu za rotace u hřídele	[MPa]
$\sigma_{Do}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{m,N}$	Střední napětí vyvolané normálovou silou	[MPa]
$\sigma_{m,o}$	Střední napětí od ohybového momentu	[MPa]
$\sigma_{m,red}$	Střední hodnota redukovaného napětí	[MPa]
$\sigma_{N1}$	Napětí od normálové síly v místě 1	[MPa]
$\sigma_{NB}$	Napětí od normálové síly pod ložiskem B	[MPa]
$\sigma_{Nmax}$	Maximální nominální napětí vyvolané normálovou silou	[MPa]
$\sigma_{Nmin}$	Minimální nominální napětí vyvolané normálovou silou	[MPa]
$\sigma_{o1}$	Napětí od ohybového momentu v místě 1	[MPa]
$\sigma_{oB}$	Napětí od ohybového momentu pod ložiskem B	[MPa]
$\sigma_{Red1}$	Redukované napětí v místě 1	[MPa]
$\sigma_{RedB}$	Redukované napětí pod ložiskem B	[MPa]
$\tau_{a,k}$	Amplituda napětí od kroutícího momentu	[MPa]
$\tau_{Ds}$	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_{k1}$	Napětí od kroutícího momentu v místě 1	[MPa]
$\tau_{kB}$	Napětí od kroutícího momentu pod ložiskem B	[MPa]
$\tau_{m,k}$	Střední napětí od kroutícího momentu	[MPa]
$\tau_{s,č}$	Napětí ve střihu	[MPa]
$\omega$	Úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]

### 9.3 Seznam obrázků

OBR. 1) ROZDĚLENÍ PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ A MANIPULÁTORŮ [1] ....	17
OBR. 2) JEDNOÚČELOVÝ MANIPULÁTOR PRO PŘENOS PLECHŮ [3].....	17
OBR. 3) PRŮMYSLOVÉ ROBOTY [4].....	18
OBR. 4) PODAVAČ TYČÍ U CNC SOUSTRUHU [5] .....	18
OBR. 5) JEDNOÚČELOVÝ TELEOPERÁTOR PRO MANIPULACI S BŘEMENY [6] .....	19

OBR. 6) ROZDĚLENÍ JEDNOÚČELOVÝCH MANIPULÁTORU PRO MANIPULACI S FORMAMI.....	20
OBR. 7) MANIPULÁTOR S NOSNÍKOVÝM RÁMEM [7].....	20
OBR. 8) MANIPULÁTOR S RÁMEM TVARU “A“ [8].....	21
OBR. 9) MANIPULÁTOR S ELEKTRICKÝM POHONEM [9].....	21
OBR. 10) ŠÍŘKOVĚ STAVITELNÝ MANIPULÁTOR [10].....	22
OBR. 11) UPÍNACÍ ČELIST OPATŘENA HROTY [11].....	23
OBR. 12) UPÍNÁNÍ FORMY POMOCÍ UPÍNACÍHO RÁMU [12].....	23
OBR. 13) ZVOLENÁ VARIANTA ŘEŠENÍ.....	25
OBR. 14) SÍLY PŮSOBÍCÍ NA FORMU.....	27
OBR. 15) UPNUTÍ FORMY MIMO TEORETICKOU OSU OTÁČENÍ.....	28
OBR. 16) REAKČNÍ SÍLY V LOŽISCÍCH.....	30
OBR. 17) ZATÍŽENÍ HŘÍDELE.....	33
OBR. 18) DETAIL MÍSTA 1.....	34
OBR. 19) ZATÍŽENÍ RAMENE.....	39
OBR. 20) VÝSLEDEK PEVNOSTNÍ ANALÝZY – NAPĚTÍ VON MISES.....	41
OBR. 21) HLAVNÍ ČEP A) ZATÍŽENÍ, B) PRŮBĚHY NAPĚTÍ.....	42
OBR. 22) HYDRAULICKÝ OBVOD MANIPULÁTORU.....	46
OBR. 23) NAVRŽENÝ MANIPULÁTOR.....	47
OBR. 24) ULOŽENÍ HNACÍ HŘÍDELE.....	48
OBR. 25) ULOŽENÍ HNANÉ HŘÍDELE.....	48
OBR. 26) UPÍNACÍ ČELISTI.....	49

#### 9.4 Seznam tabulek

TAB. 1) PARAMETRY KYVNÉHO MOTORU PARKER HTR.9-1803C-DL61-A [15].....	29
TAB. 2) PARAMETRY LOŽISEK [16,17].....	31
TAB. 3) PARAMETRY ZVOLENÉHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE PARKER MMB [19].....	44



## 10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Manipulátor
Příloha 2	Manipulátor – manipulace s formou

### Seznam výkresové dokumentace

0-BP-1-00-00	Manipulátor
1-BP-1-01-00	Rameno levé
1-BP-1-02-00	Rameno pravé
3-BP-1-03-00	Držák čelistí
3-BP-1-04-00	Čelist
3-BP-1-05-00	Závěsné oko
3-BP-1-06	Hřídel hnací
3-BP-1-07	Hřídel hnaná
3-BP-1-08	Víko
3-BP-1-12	Upínací deska motoru
4-BP-1-01-03	Deska boční
4-BP-1-02-01	Profil svislý
4-BP-1-02-02	Profil šikmý
4-BP-1-02-03	Deska
4-BP-1-02-04	Pouzdro
4-BP-1-02-05	Deska motoru
4-BP-1-02-06	Třmen
4-BP-1-03-01	Deska
4-BP-1-03-02	Kroužek
4-BP-1-03-03	Deska malá
4-BP-1-09	Víko plné
4-BP-1-10	Čep
4-BP-1-11	Mezikus
4-BP-1-13	Kroužek
4-BP-1-14	Hrot



# PŘÍLOHA 1

Manipulátor



## PŘÍLOHA 2

Manipulátor – manipulace s formou

