



# 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

## KONSTRUKČNÍ NÁVRH BRUSKY PRO OSTŘENÍ PILOVÝCH KOTOUČŮ

DESIGN OF GRINDING MACHINES CIRCULAR SAW BLADES

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Hynšt

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2017

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: Tomáš Hynšt  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: Ing. Jan Pavlík, Ph.D.  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Konstrukční návrh brusky pro ostření pilových kotoučů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení poloautomatické brusky pro ostření pilových kotoučů osazených SK plátky. Nastavení geometrie broušeného ostří bude provedena manuálně obsluhou, brousící proces (posouvání zubů, pohyb nástroje, atd.) bude realizován automaticky.

#### Cíle bakalářské práce:

1. Důkladná analýza problematiky
2. Návrh variant řešení
3. Konstrukční návrh vybrané varianty – 3D model,
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování hlavních částí
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.

JOSTEN, E., REICHE, T. a WITTCHEN, B. (2010): Dřevo a jeho obrábění. Grada, Praha, ISBN 978-80-247-2961-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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



## **ABSTRAKT**

Práce se zabývá návrhem konstrukce poloautomatické brusky pro pilové kotouče s SK plátky. Cílem je vytvořit detailní návrh konstrukce poloautomatické brusky, určené pro poloprofesionální použití. Před tvorbou návrhu konstrukce byla provedena rešerše trhu, pro vytipování vhodných variant řešení. Během realizace konstrukčního návrhu bylo použito jak analytických výpočtových metod, tak i moderních metod v podobě MKP simulací pro určení deformace součástí. Na navrženém stroji je možné brousit úhly čela a hřbetu. Nastavení geometrie pilového zubu a parametrů broušení je manuální. Automatickou část tvoří pohyb nástroje a posuv zubu.

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the construction of semi-automatic grinder that can be used for carbide circular saw blade. The final outcome introduces a detailed draft of the semi-automatic grinder structure aimed at semi-professional use. Before creating the construction was made exploration of market for selecting suitable solution. During realization, the construction draft were used analytical calculating methods and modern methods as numerical simulations for determination deformation parts. The designed machine enables to sharpen angles a face and a back edge. Both a setting of saw tooth geometry and a grinding parameter are made manually. The automatic part consists of the tool and tooth movement.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

konstrukce, návrh, poloautomatická bruska, pilové kotouče s SK plátky,

## **KEYWORDS**

construction, draft, semi-automatic grinder, carbide saw blade



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HYNŠT, T. *Konstrukční návrh brusky pro ostření pilových kotoučů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 57 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D..





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji mému vedoucímu panu Ing. Jan Pavlík, Ph.D. za rady a připomínky během vypracovávání této práce. Dále děkuji všem mým blízkým za podporu při studiu.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

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

V Brně dne 26.5.2017

.....

Hynšt Tomáš



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>REŠERŠE .....</b>	<b>13</b>
2.1	Bruska BUH 800K/1200K.....	13
2.2	Bruska OSW-5AX.....	14
2.3	Bruska OEP-S.....	15
<b>3</b>	<b>PILOVÉ KOTOUČE.....</b>	<b>17</b>
3.1	Geometrie pilových kotoučů s SK plátky.....	18
<b>4</b>	<b>NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ.....</b>	<b>19</b>
4.1	Varianta 1.....	19
4.2	Varianta 2.....	22
4.3	Varianta 3.....	24
4.4	Výběr varianty.....	25
<b>5</b>	<b>KOSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>27</b>
5.1	Nosné konstrukce.....	28
5.2	Ramena pro upevnění motoru.....	32
5.3	Navržení brousícího kotouče a elektromotoru.....	45
5.4	Rameno pro upnutí pilového kotouče.....	47
5.5	Návrh vnějšího oplechování stroje a krytu brusného kotouče.....	53
<b>6</b>	<b>POSTUP BROUŠENÍ.....</b>	<b>55</b>
6.1	Upnutí pilového kotouče.....	56
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>57</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>59</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>61</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>63</b>



# 1 ÚVOD

Během řezání materiálů dochází k opotřebení geometrie řezného nástroje, což zapříčiňuje zhoršení řezných podmínek a kvalitu samotného řezu. Pro opětovné dosažení řezných podmínek je třeba geometrii řezného nástroje přebrousit.

V současnosti se pro broušení pilových listů používají účelově navržené a zkonstruované brusky. Tyto stroje mohou být manuální, poloautomatické a automatické brusky pilových kotoučů s SK plátky. Všechny tyto brusky jsou kinematicky složité stroje kvůli potřebě nastavení geometrie pilového zubu.

Cílem této práce je zpracovat konstrukční návrh poloautomatické brusky pro broušení pilových kotoučů osazenými SK plátky. Tyto brusky disponují automatickým broušením jednotlivých zubů, posuvu zub a pohybu nástroje. Geometrie broušeného ostří je manuálně nastavitelná obsluhou.





## 2 REŠERŠE

Před začátkem konstrukčního návrhu je provedena rešerše současných dostupných poloautomatických brusek na trhu v České Republice a zahraničí.

### 2.1 Bruska BUH 800K/1200K

Poloautomatická bruska od firmy STROJCAD určená pro ostření pilových kotoučů. Bruska není primárně zkonstruována na broušení pilových kotoučů s SK plátky, nicméně je vybavena chladícím systémem s emulzí. Tomu je přizpůsobena konstrukce brusky na obr.1, kde spodní část brusky plní funkci sběrné nádoby. Technické parametry brusky jsou uvedeny v Tabulce 1. Výrobce dodává k brusce adaptéry pro broušení rámových nebo pásových pil.

Tato bruska umožňuje brousit pilové kotouče až o průměru 1200 mm, což je více než běžné rozsahy. Díky rozsahu průměru broušených pilových kotouč bruska zabírá více místa.[3]



Obr. 1) Bruska BUH 800/1200K od firmy STROJCAD [3]

Tab 1) Technické parametry brusky BUH 800/1200K [3]

Minimální průměr pilového kotouče	250 mm
Maximální průměr pilového kotouče	800/1200 mm
Max. výška / hloubka zubu	35 mm
Max. rozestup zubů	60 mm
Úhel čela	0° až 45°

## 2.2 Bruska OSW-5AX

Bruska je určena pro broušení kotoučů s SK destičkami. Nastavení broušeného úhlu čela a hřbetu, velikost záběru brusného kotouče a velikost zubové rozteče je prováděn manuálně. Pohyb brusného kotouče do záběru a výměna broušeného zubu je prováděná automaticky. Bruska je vybavena chladicím systémem s emulzí tomu je uzpůsobena konstrukce Obr.2 spodní část stroje zaujíma zběrná nádoba pro emulzi. Pro eliminaci vybrací bři broušení je vybavena mechanickým přidržovačem. Technické parametry jsou uvedeny tabulce 2, Pro broušení se využívá plochy diamantový kotouč typ 4A2.

Výhodou brusky je robustní konstrukcí oproti ostatním bruskám. Nadstandardním maximálním nastavitelným rozestupu zubu. Možností brousit pilové kotouče už od průměru 100 mm. [4]



Obr. 2) Bruska OSW-5AX [4]

Tab 2) Technické parametry brusky OSW-5AX [4]

Minimální průměr pilového kotouče	100 mm
Maximální průměr pilového kotouče	900 mm
Maximální rozestup zubu	8 - 80 mm
Elektromotor včetně	370 W/400 V/ 2800 ot./min
Úhle hřbetu	13° - 25°
Úhel čela	-5° až 35°
Podbroušení čela, hřbetu	0° až 45°
Brousící kotouč typ 4A2	150x32 mm
Rychlost podávání zubu	20 zubů/min
Rozměry (d x š x v)	900 x 1000 x 1500 mm
Hmotnost	400 kg

## 2.3 Bruska OEP-S

Řešení poloautomatické brusky na pilové kotouče od firmy ARTI Bileme má plně uzavíratelnou pracovní oblast což zvyšuje bezpečnost při broušení. Nastavení úhlu broušení, velikosti záběru je prováděno ručně. Na Obr. 3 je vyobrazeno konstrukční řešení stroje, kde je pilový kotouč umístěn ve vodorovné poloze. Bruska je vybavena 24V kontrolním panelem. Broušení je prováděno pomocí diamantového brousícího kotouče typ 4A2. V Tabulce 3 jsou vypsány technické specifikace stroje. Bruska je vybavena chladicím systémem. [5]

Tato bruska má lepší bezpečnost práce než ostatní brusky díky zakrytí pracovní plochy. Zakrytí pracovní plochy ztěžuje přístup k ovládacím prvkům na stroji. Protože je pilový kotouč upínán v horizontální poloze a zároveň je celý umístěn v pracovním prostoru má bruska zvýšené požadavky na prostor.



Obr. 3) Pracovní prostor brusky OEP-S [5]

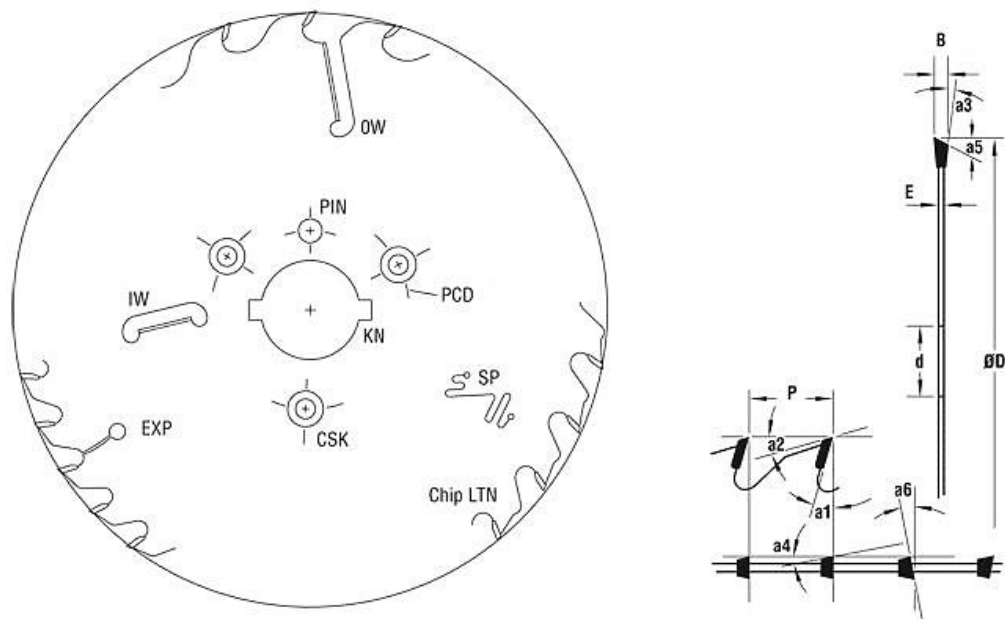
Tab 3) Technické specifikace brusky OEP-S [5]

Minimální průměr pilového kotouče	150 mm
Maximální průměr pilového kotouče	600 mm
Maximální rozestup zubu	8 – 60 mm
Elektromotor vřetene	750 W/400 V/ 2800 ot/min
Úhel čela	-10° až 30°
Úhel hřbetu	± 45°
Brousící kotouč typ 4A2	150x20 mm
Počet zubů za minutu	25 zubů/min
Rozměry (d x š x v)	1000 x 1300 x 1800 mm
Hmotnost	420/445 kg



### 3 PILOVÉ KOTOUČE

Pilové kotouče s Sk plátky slouží k dělení nekovových materiálu jako jsou příklad dřevo a plasty a kovových materiálu jako jsou například ocel a hliník. Geometrie pilových kotoučů a prvky nacházející se na pilovém kotouči jsou popsány na obr. 4. Pilové zuby můžeme rozřadit do dvou kategorií podle úhlu čela, a to na s negativním úhlem a pozitivním úhlem na obr. 5.



Obr. 4) Geometrie pilových zubů a části pilového kotouče [6]

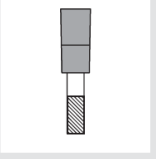
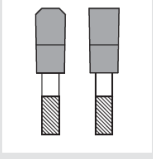
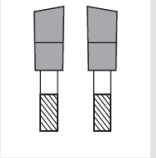
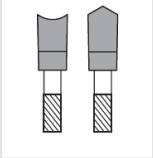
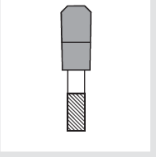
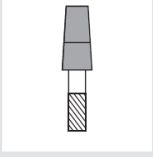
Popis obr. 4:  $a_1$  – úhle čela,  $a_1$  – úhle hřbetu,  $a_3$  – radiální boční úhle,  $a_4$  – teční boční úhle,  $a_6$  – přední smykový úhle,  $\text{ØD}$  – průměr pilového kotouče,  $B$  – šířka zubu,  $E$  – tloušťka pilového kotouče,  $\text{EXP}$  – rozšiřující slot,  $\text{SP}$  – tlumicí port,  $\text{KN}$  – klíčová drážka,  $\text{PIN}$  – dírka,  $\text{CSK}$  – zahloubená díra,  $\text{OW}$  – vnější stírací drážka,  $\text{IW}$  – vnitřní stírací drážka,  $P$  – rozteč zubů,  $\text{PCD}$  – průměr roztečné kružnice děr. (přeloženo z [6])



Obr. 5) NEG - negativní úhle čela, POS – pozitivní úhle čela [6]

### 3.1 Geometrie pilových kotoučů s SK plátky

Důležitým prvkem pilových kotoučů je geometrie jednotlivých SK destiček na pilovém kotouči. Přehled nejpoužívanějších geometrií SK destiček podle firmy PILANA jsou pro ukázkou na obr. 6. Pro určité aplikace se využívají rozdílné geometrie zubů. Doporučené aplikace jednotlivých geometrií zubů podle firmy PILANA jsou uvedeny v Příloze 1.

	FZ	rovný zub		TFZ	trapezový zub střídavě s rovným zubem
	FZ N	rovný zub s negativním úhlem čela		TFZ N	trapezový zub střídavě s rovným zubem s negativními úhly čela
	LFZ	rovný zub s omezovačem úběru třísky			
	WZ	střídavý zub		DHZ	rovný dutý zub střídavě se střechovitým dutým zubem
	WZ N	střídavý zub s negativním úhlem čela		DHZ N	rovný dutý zub střídavě se střechovitým dutým zubem s negativními úhly čela
	LWZ	střídavý zub s omezovačem úběru třísky			
	TZ	trapezový zub		KON	kónický zub

Obr. 6) Ukázka nejčastěji používané geometrie pilových kotoučů [7]

## 4 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

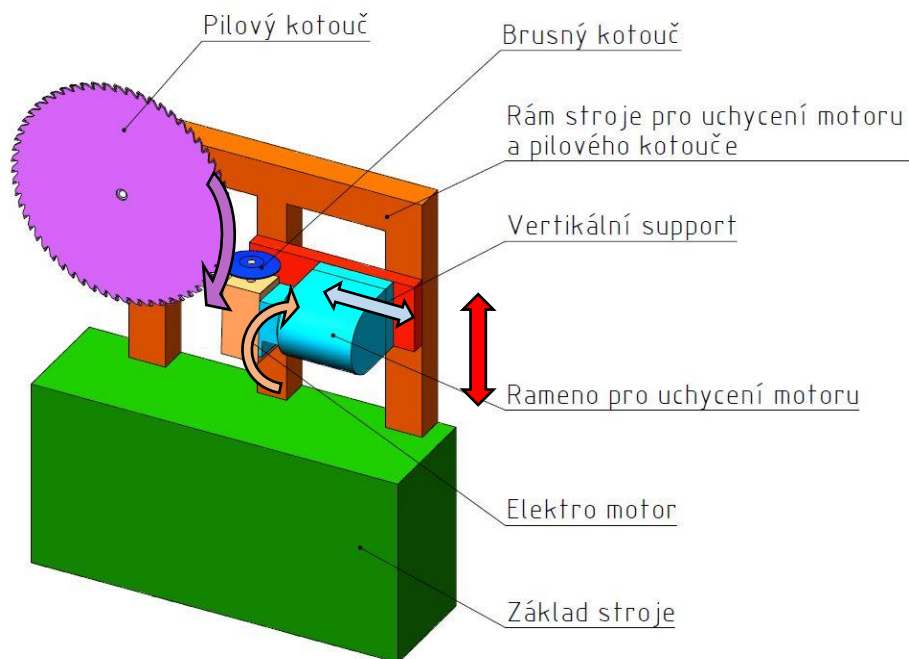
Zpracované varianty poloautomatické brusky jsou zpracovány pouze pro typ brusky, kde je pilový kotouč upnut ve vertikální poloze. Toto řešení díky poloze pilového kotouče potřebuje méně zástavbového prostoru stroje, než varianty s horizontálním upnutím kotouče. Jelikož je bruska určena pro poloprofesionální, nepředpokládá se několika hodinový nepřetržitý chod, z tohoto důvodu je z navrhovaných variant vyloučeno použití chladicího systému s emulzí, dále ve všech navržených variantách je brusný kotouč upnut přímo na hřídeli elektromotoru. Toto řešení upnutí brusného kotouče vyplynulo z provedené rešerše.

Při tvorbě jednotlivých variant řešení je kladen důraz návrh kinematiky broušení a uspořádání brusného kotouče vůči pilovému kotouči, ostatní části jako je prst pro výměnu zubu v záběru a přidržovač pilového kotouče v místě broušení jsem z návrhu variant vyloučil.

### 4.1 Varianta 1.

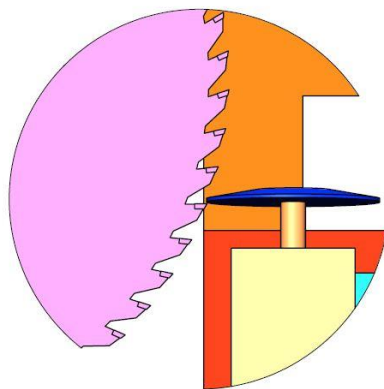
První návrh stroje je navrhnut bez použití excentrického ramene pro upnutí pilového kotouče na obr 8.

Jednotlivé možné pohyby jsou znázorněny pomocí šipek na obr 7. Vertikální support, který je umístěn na rámu stroje, může vykonávat vertikální pohyb (červená šipka) ovládaným manuálně. Tímto pohybem je možné nastavit velikost broušeného úhlu. Na vertikálním supportu je umístěno rameno pro upevnění motoru. Rameno může vykonávat horizontální pohyb (světle modrá šipka), pohyb je třeba ovládat manuálně pro nastavení velikosti průměru broušeného pilového kotouče, a i automatizovaně pro vytvoření brousícího pohybu. Elektromotor je upevněn na ramenu, které umožňuje manuální naklopení motoru pro zbroušení úhlu čela nebo hřbetu (oranžová šipka). Pro výměnu broušeného pilového zubu je pilovému kotouči umožněno otáčení kolem své osy (růžová šipka).



Obr. 7) Varianta1

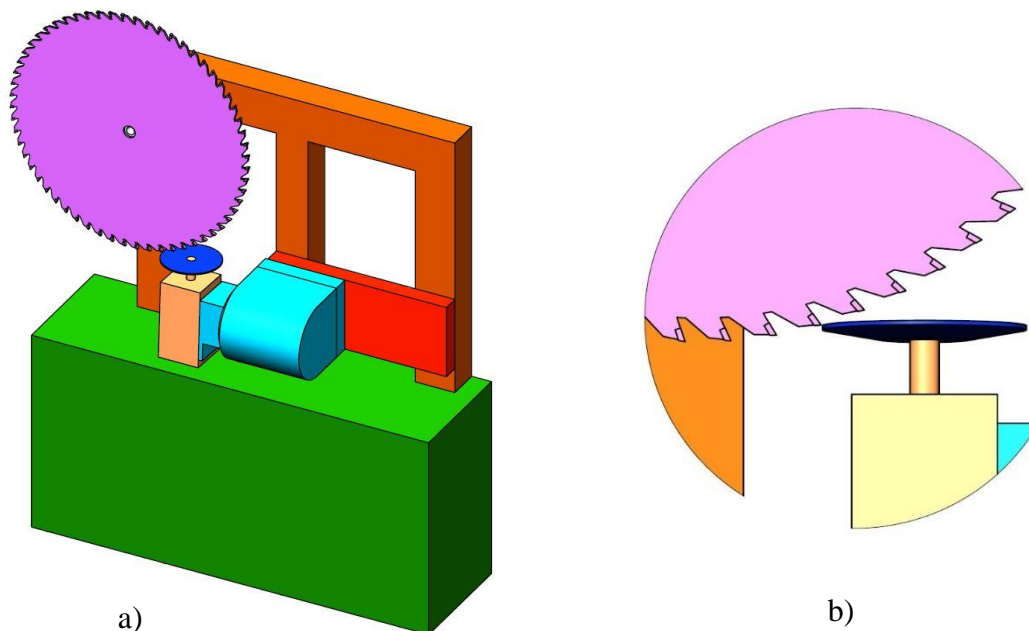
Konfigurace brusky pro broušení čela je ukázáno na obr. 7 a detail broušení na obr. 8. Pro broušení úhlu čela je třeba najít polohu kotouče takovou, aby čelo pilového zubu bylo rovnoběžné s brousícím nástrojem. Během broušení koná brusný kotouč automatizovaný horizontální vratný pohyb světle modrá šipka na obr. 7.



Obr. 8) Návrh 1. Detail broušení čela



Při nastavení stroje pro broušení úhlu hřbetu se celý motor s brusným kotoučem posune pod broušený pilový kotouč na obr. 9 a) a detail broušení místa na obr 9 b). Aby mohlo být provedeno broušení úhlu hřbetu je třeba najít polohu hřbetu zubu rovnoběžnou s brusným kotoučem.



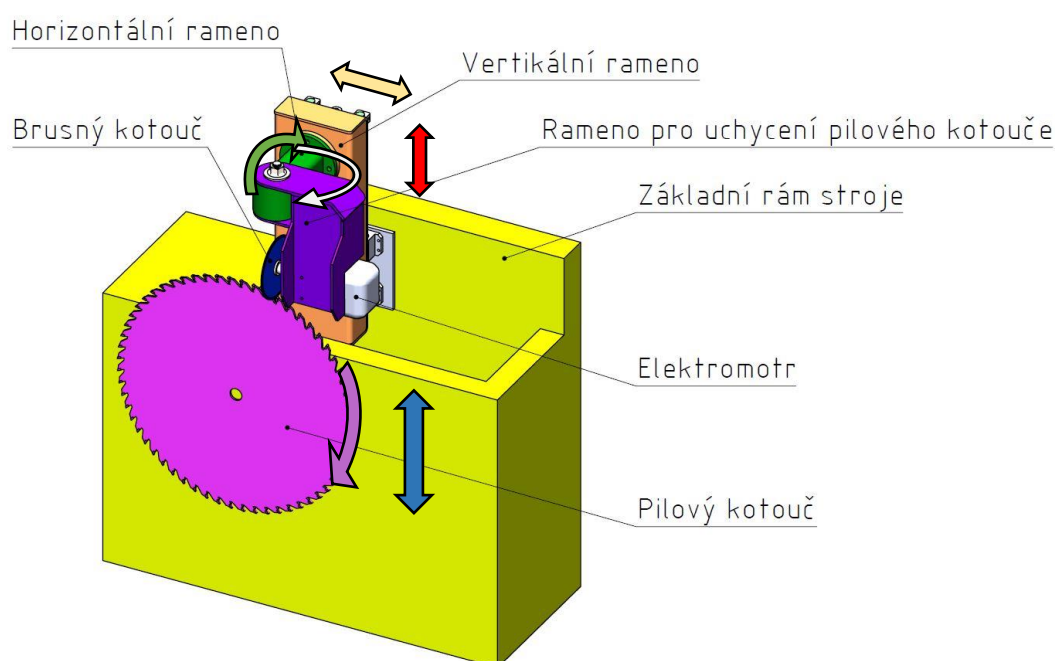
Obr. 9) Varianta 1 a) Konfigurace pro broušení hřbetu, b) Detail místa broušení

Velkou nevýhodou první varianty je nepřesné nastavení uhlu čela a hřbetu. Velká část stroje je nevyužitá zejména spodní část stroje. Konstrukční nevýhodou je velký rozsah vertikálního a horizontálního posuvu pro nastavení stroje při broušení pilových kotoučů o malém průměru. Výhoda této varianty je použití jednoho pohonu pro brousící pohyb k broušení čela a hřbetu.

## 4.2 Varianta 2

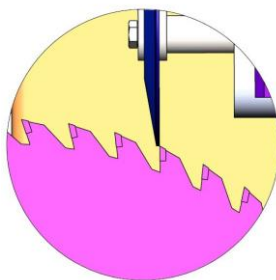
U druhé varianty je snahou docílit lepšího využití zástavbového prostoru vhodným rozmístěným jednotlivých strojních částí než u první navržené varianty.

Možné pohyby jsou znázorněny na obr. 10. Vertikální rameno má možnost pohybu ve dvou směrech. A to ve vertikálním směru (červená šipka) umožňuje manuální nastavení polohy. V Horizontálním směru (oranžová šipka) manuálně pro nastavení polohy a automatizovaně pro realizaci brousícího pohybu. Dále horizontální rameno slouží pro natočení ramene s motorem (zelená šipka). Rameno spolu s elektromotorem je možno natáčet okolo čepu (bílá šipka). Natočení slouží ke zbrúšení úhlu čela nebo hřbetu na zubu pilového kotouče. Pilovému kotouči je umožněno otáčení kolem své osy (růžová šipka) a pohybu ve vertikálním směru pro nastavení průměru kotouče manuálně a automatizovaně pro realizaci brousícího procesu.



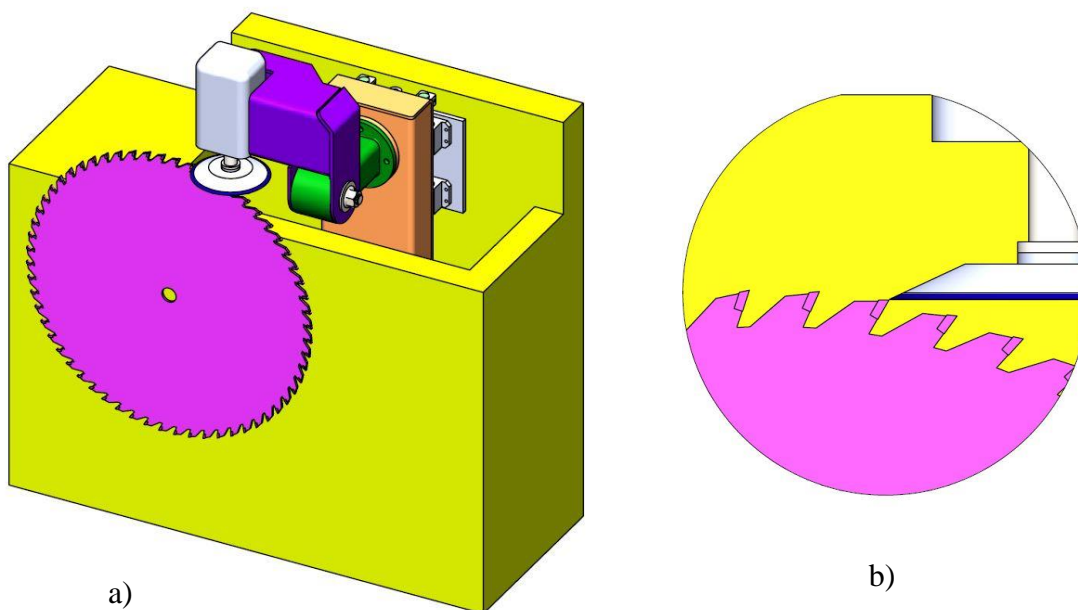
Obr. 10) Návrh 2 Konfigurace pro broušení čela

Konfigurace pro broušení čela je na obr. 10 a detail broušení na obr. 11. Pilový kotouč je třeba upnout, aby smysl záběru pilových zubů byl proti hodinovým ručičkám. V při takovém upnutí se najde poloha, kdy je úhel čela rovnoběžný s brousícím kotoučem. Pro broušení úhlu čela koná pilový kotouč automaticky vratný vertikální pohyb na obr. 10 (červená šipka).



Obr. 11) Detail broušení čela

Pro broušení úhlu hřbetu kotouče je konfigurace na obr. 12 a). Detail při broušení hřbetu na obr 12 b). Celé rameno se motorem se musí natočit do dané polohy na obr. 12 a) aby bylo možno brousit úhel hřbetu zubu. Pro toto broušení se využívá i jiného typu brusného kotouče obr. 12 b). Brousící automatický pohyb zde koná brusný kotouč, a to horizontální vratný.

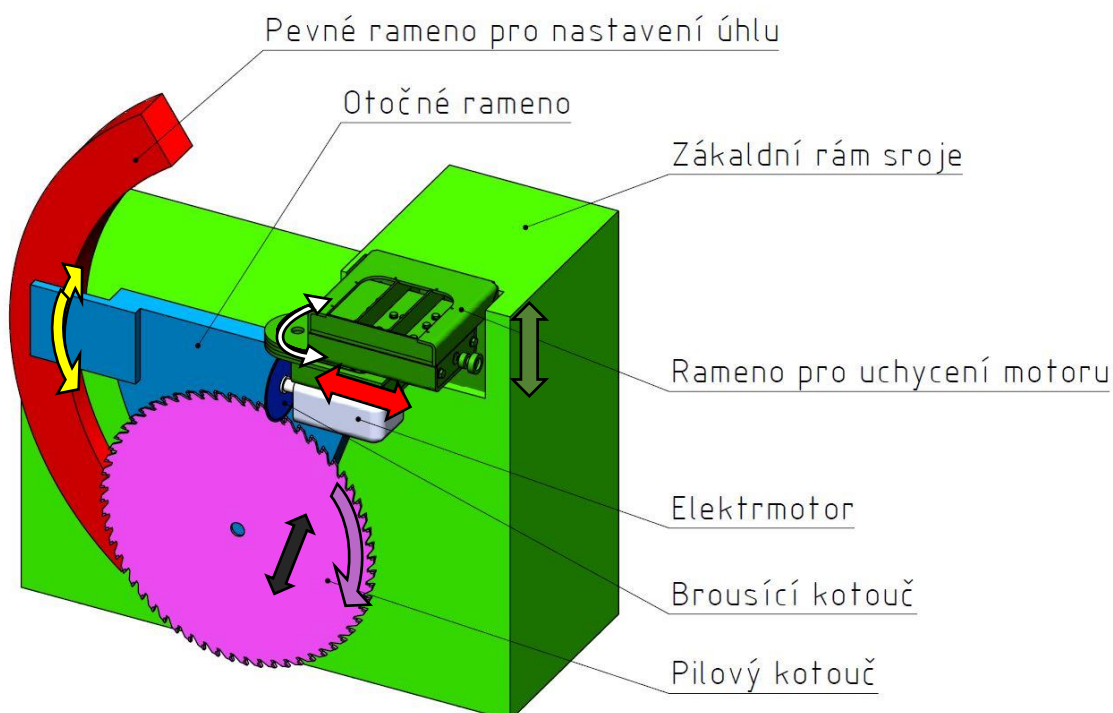


Obr. 12) Varianta 2, a) Konfigurace stroje pro broušení hřbetu, b) detail broušení

Varianta 2 má velkou nevýhodu nemožnost nastavit přesného broušeného úhlu čela nebo hřbetu, stejná nevýhoda jako u první varianty. Konstrukční nevýhodou je složitá konstrukce ramene pro nastavení polohy brusného kotouče. Tato varianta obsahuje také dva zautomatizované pohyby oproti první variantě, kdy je zautomatizovaný pohyb pouze jeden. Výhodou oproti prvnímu návrhu je lepší využití zástavbového prostoru stroje.

### 4.3 Varianta 3

Třetí varianta je inspirována bruskou OSW-5AX uvedené v rešerši. Kdy tato bruska disponuje snadným a přesným nastavením úhlu broušeného stroje obr. 13.

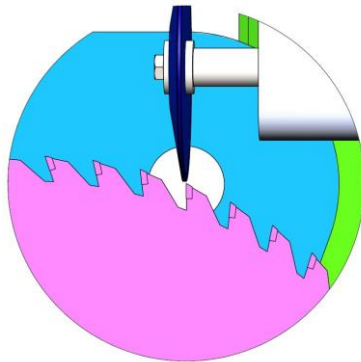


Obr. 13) Varianta 3 Konfigurace čelní broušení

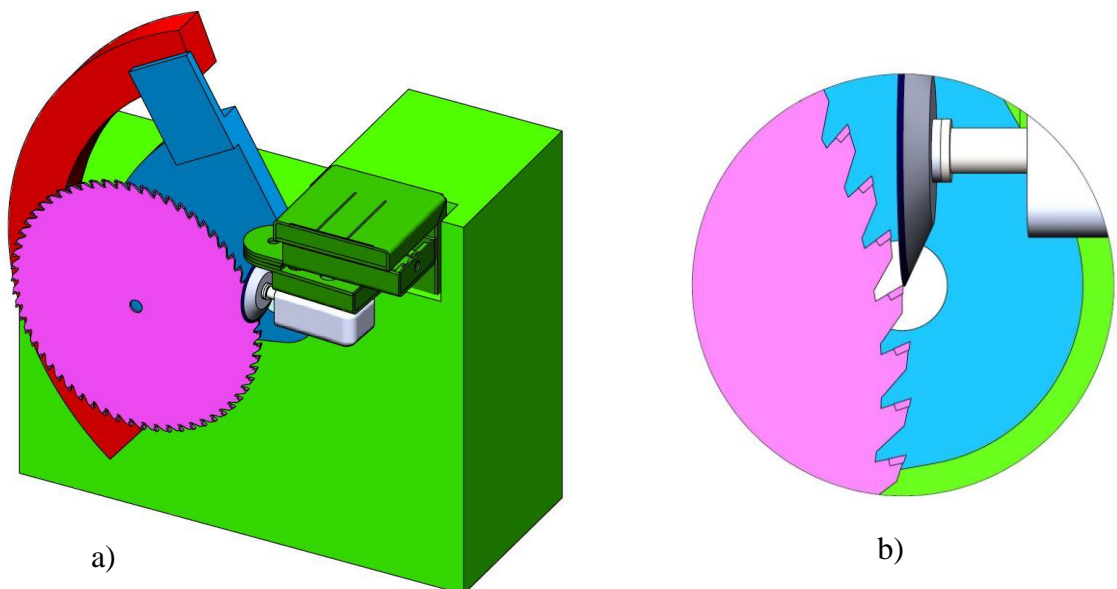
Pohyby jednotlivých částí jsou znázorněny na obr. 13. Rameno pro uchycení motoru s brousícím kotoučem koná automatizovaný pohyb ve vertikálním směru (zelená šipka), tento pohyb je brousící. Elektromotor je možné nastavit manuálně polohu v horizontálním směru (červená šipka) tímto pohybem se nastavuje velikost záběru brusného kotouče. Podbroušení úhlu čela a hřbetu je realizováno vyklopením elektromotoru (bílá šipka). Pilovému kotouči je umožněno otáčení pro výměnu broušeného zubu (růžová šipka) a lineárního pohybu pro nastavení průměru broušeného kotouče (černá šipka). Pilový kotouč je upnut na ramenu se středem otáčením v místě broušení. Nastavení velikosti broušeného úhlu se dosáhne naklopením otočného ramene (žlutá šipka).

Nastavení stroje pro broušení úhlu čela na obr. 13 a detail broušení je na obr. 14. Během broušení se brousící kotouč pohybuje automatizovaným vertikálním vratným pohybem.

Nastavení brusky pro broušení úhlu hřbetu je na obr. 15 a) a detailní pohled na obr. 15 b). Pro broušení úhlu hřbetu v tomto návrhu je využit jiný typ brusného kotouče. Nastavení úhlu hřbetu se provádí stejným způsobem jako nastavení úhlu čela. Pro přísuv kotouče do záběru se využívá stejného pohybu jako u broušení úhlu čela.



Obr. 14) Varianta 3. Detail broušení úhlu čela



Obr. 15) Varianta 3. a) Konfigurace broušení uhlu hřbetu, b) Detail broušení hřbetu

Výhodou varianty 3 oproti předešlým variantám 1 a 2 je možnost nastavení přesné velikosti broušeného úhlu čela a hřbetu. Další výhodou je lepší využití zástavbového prostoru stroje.

#### 4.4 Výběr varianty

Ze zpracovaných 3 variant byla vybrána 3 varianta inspirovaná bruskou OSW-5AX. Vybraná varianta nejlépe využívá zástavbový prostor stroje. Vybraná varianta má možnosti nastavení přesné velikosti broušeného úhlu čela a hřbetu, oproti variantám 1 a 2 přesné nastavení není možné.



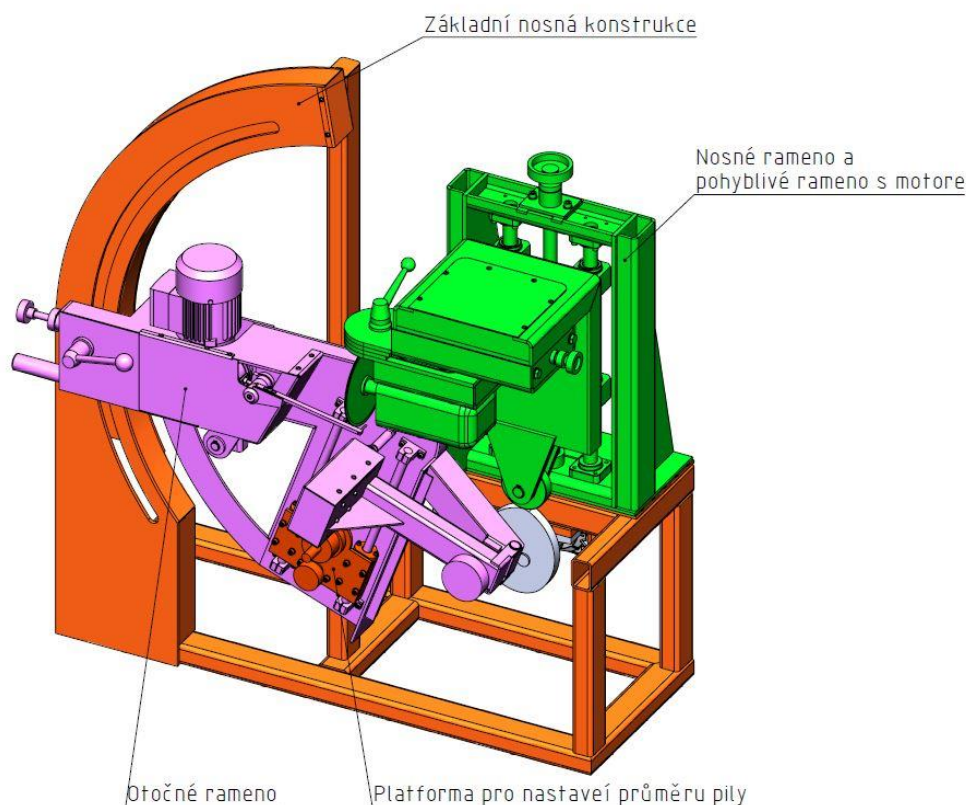
## 5 KOSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Celkové řešení konstrukce stroje je řešeno pomocí svařené konstrukce z pálených ohraňovaných plechů, které jsou doplněny normalizovanými ocelovými profily. Tato konstrukce je použita z důvodu kusové výroby stroje a k vzhledem zamýšlené koncepci stroje, která je na hranici mezi profesionálním a hobby použitím. Kvůli vzniku deformacím během svařování je třeba jednotlivé funkční plochy obrobit po svaření.

Jako další varianta výroby jednotlivých částí byla uvažována metoda litím. Odlévané části by lépe tlumili vibrace vznikající během broušení a zvýšila by se i tuhost konstrukce, ale z důvodu ekonomického hlediska je metoda litím nevyhovující vzhledem k počtu zamýšlených kusů k výrobě.

Pro lineární posuvy se mohou využívat vodící tyče nebo prizmatické kuličkové vedení. Prizmatické vedení dosahuje vyšší přesnosti, zvyšuje tuhost konstrukce než vedení vodícími tyčemi. Toto vedení má také vyšší požadavky na rozměrovou přesnost základní konstrukce, plocha pro upnutí vodících kolejnic musí být obrobena. Naopak vedení vodícími tyčemi nepotřebuje tak velkou rozměrnou přesnost základní konstrukce, vodící tyče jsou upnuty na koncích. Do koncepce stroje se více hodí použití vodících tyčí jako lineární vedení. Toto řešení je z ekonomického hlediska výhodnější a vzhled k přesnosti stroje plně dostatečné.

Navržená konstrukce stroje se dá rozdělit do několika hlavních částí obr. 16 na nosnou konstrukci celého stroje, ramen pro polohování pilového kotouče a otočného ramene s platformou na upnutí pilového kotouče.

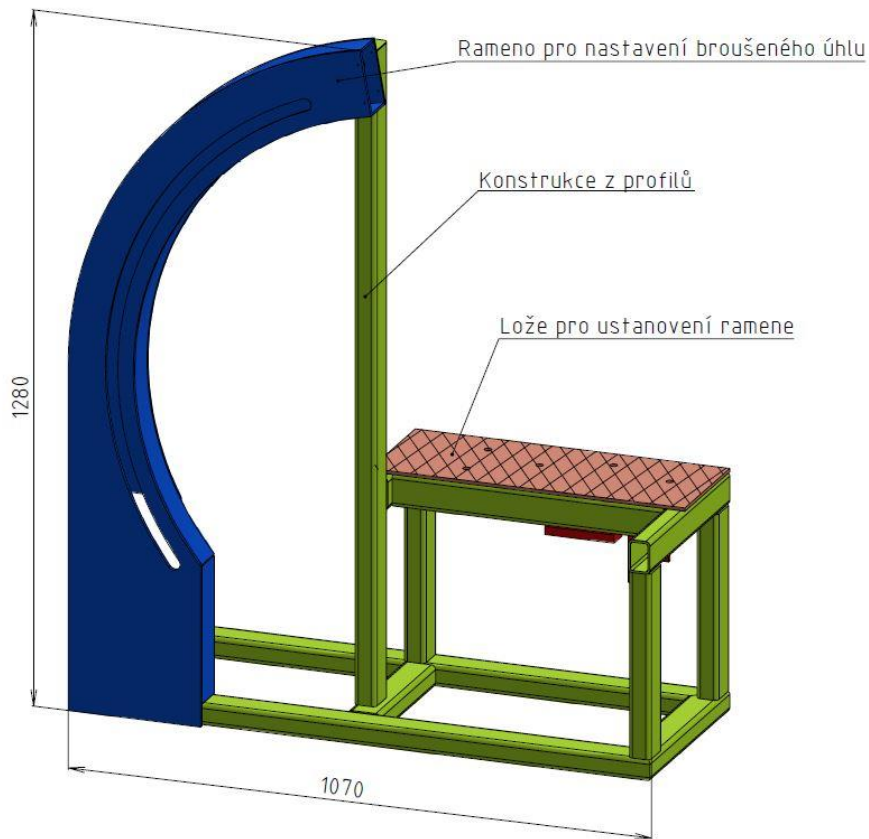


Obr. 16) Celkový náhled na konstrukci bez oplechování

### 5.1 Nosné konstrukce

Základní rám stroje je navržen jako svařovaná konstrukce z pálených plechů a z ocelových profilů o obdélníkovém průřezu. Tato část se skládá ze 3 částí: rameno pro nastavení broušeného úhlu, svařené konstrukce z profilů a lože pro ustanovení ramene pro uchycení motoru. Konstrukce s maximálními rozměry je ukázaná na obr. 17.

Pro přesné ustanovení nosného ramene je třeba obrobít vyšrafovanou plochu na obr. 17.

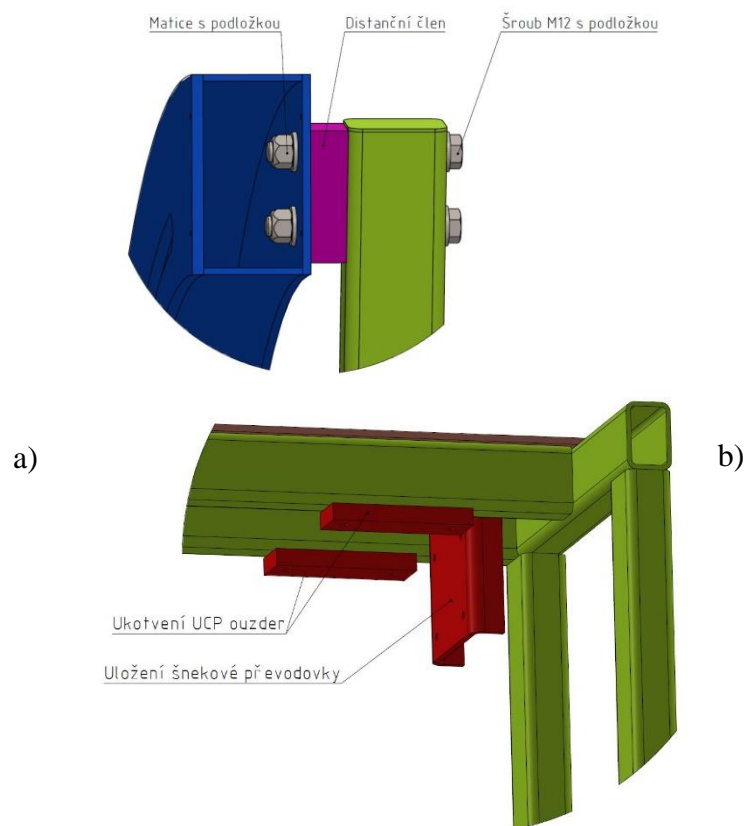


Obr. 17) Celkový náhled na základní rám



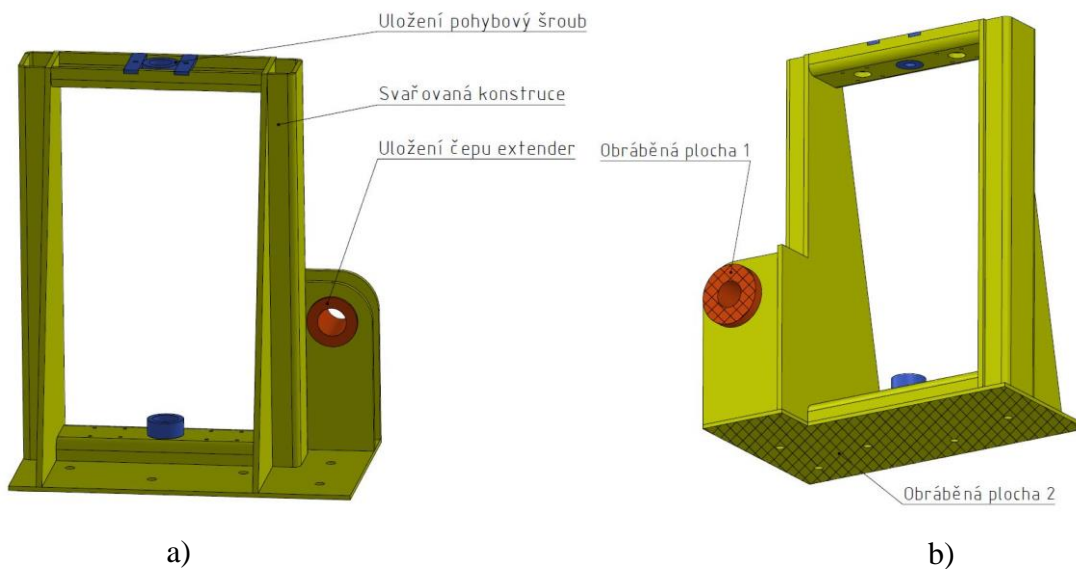
Horní uchycení ramene pro nastavení úhlu je s konstrukcí přichyceno pomocí šroubového spoje s distančním členem, který slouží pro vyrovnání ramene do roviny obr. 18 a).

Ze spodní strany lože je umístěno uložení šnekové převodovky na obr. 18 b) a prvky pro ukotvení UCP pouzder na rám. Část uložení šnekové převodovky je svařena při montáži, z důvodu zajištění požadované přesnosti a eliminaci zatížení, které by vzniklo, pokud by bylo lože přivařeno před montáží převodovky.



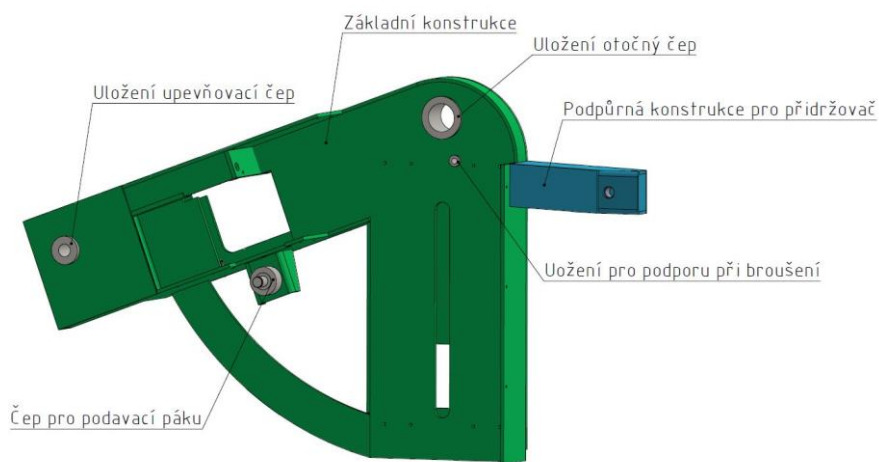
Obr. 18) Konstrukční prvky na konstrukci a) Upevnění horní části ramene, b) upevnění šnekové převodovky

Nosná konstrukce pro upevnění pohybového ramene a výkyvného. Konstrukce je vytvořena pouze ze svařovaných plechů obr. 19 a). Pro správné ustavení je třeba obrobít plochy 1 a 2 na obr. 19 b).



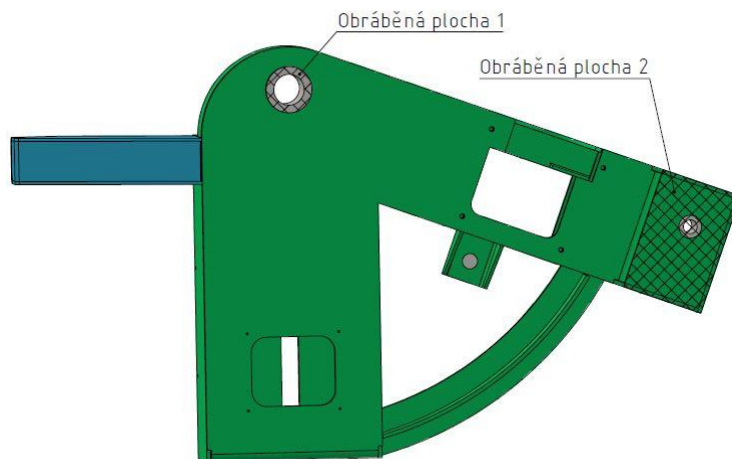
Obr. 19) Nosná konstrukce pro pohyblivé rameno a výkyvné rameno, a) Popis dílu pohled zezadu, b) obráběné plochy na součásti pohled zepředu

Konstrukce otočného ramene se skládá ze svařovaných plechů a zavařených vložek pro uložení jednotlivých čepů obr. 20.



Obr. 20) Konstrukce otočného ramene pohled zepředu

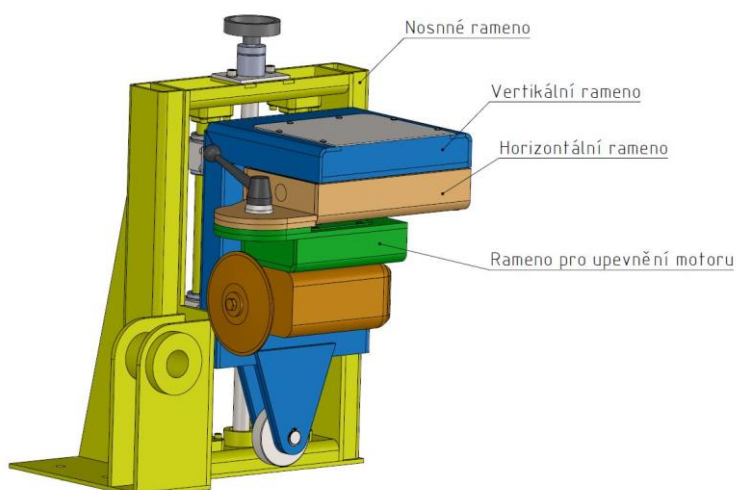
Pro správnou funkci tohoto prvku je třeba obrobit po svaření konstrukce dosedací plochu čepu (plocha 1) a dosedací plochu pod upevňovacím čepem (plocha 2) obr. 21. Důležitým rozměrem je zde vzájemná poloha uložení upevňovacího čepu a uložení otočného čepu, proto průměry těchto čepů se po svaření musí převrtat na požadovaný rozměr.



Obr. 21) Obráběné plochy pohled zezadu

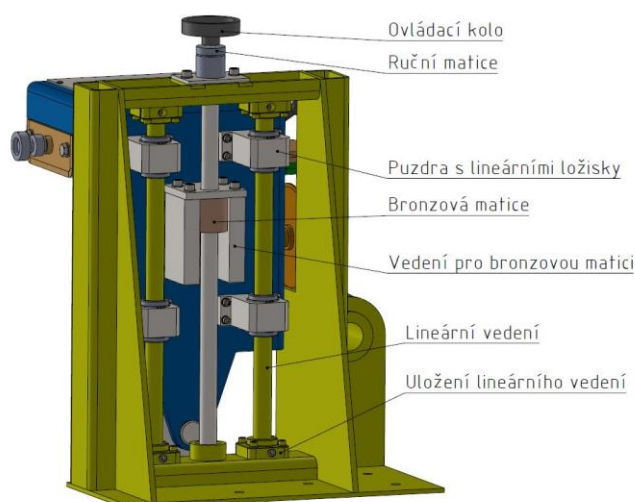
## 5.2 Ramena pro upevnění motoru

Jednou z nejdůležitější částí je konstrukce pro nastavení polohy brusného kotouče obr. 22. Vertikální rameno zajišťuje lineární pohyb ve vertikálním směru. Tento pohyb je realizován pomocí vačky. Horizontální rameno slouží k nastavení velikosti úběru. Rameno pro upevnění elektromotoru je uloženo na otočném čepu pro možnost nastavení zbroušení čela nebo hřbetu.



Obr. 22) Polohovací konstrukce pro nastavení polohy brousícího kotouče

Horizontální rameno je uloženo na lineárních vodících tyčích obr. 23. Pro upevnění vodících tyčí na nosný rám jsou použity přírubové uchycení FWBG. Seřízení vodících tyčí na požadovanou geometrii je prováděno pomocí posuvu přišroubovaného uchycení FWBG. Nastavení rozsahu pohybu slouží bronzová matice. Pomocí ovládacího kola a pohybového šroubu se nastaví poloha bronzové matice. Mezi bronzovou maticí a dosedací plochou ve vedení je umístěna pryžová podložka pro zmírnění rázu vznikajících při dosednutí vertikálního ramene na bronzovou matici. Ruční matice slouží pro zajištění pohybového šroubu proti otočení. [8]

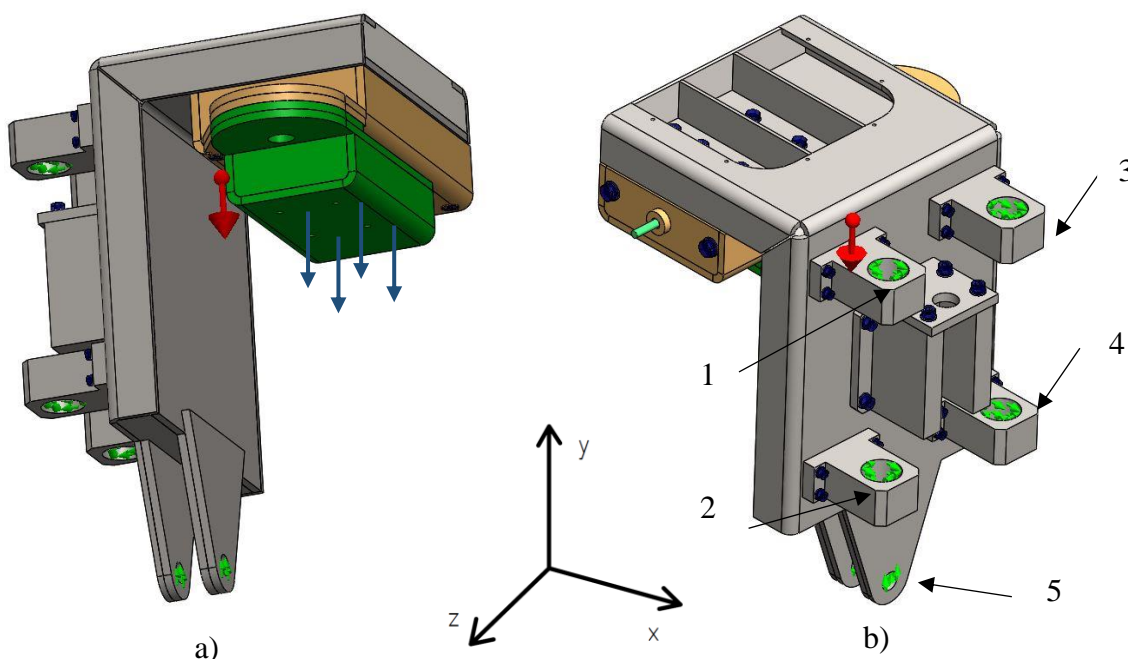


Obr. 23) Uložení horizontální pohyb

Pro stanovení průhybu vodících tyčí, je třeba stanovit reakční síly působící od pohyblivého ramena na vodící tyče. Stanovení velikosti reakčních sil je provedeno pomocí numerické simulace v programu SolidWorks.

Protože tato simulace slouží pouze ke stanovení reakčních sil na vodící tyče, je nastavený globální kontakt pro všechny součásti v modelu jako spojený. Rameno je zatíženo tíhovou silou (červená šipka obr. 24 a)) a silou  $F_{ele} = 50 \text{ N}$  od uchyceného elektromotoru (modré šipky obr. 24 b))

U uchycení na obr 24 b) 1 – 4 je nastavená deformace válce v radiálním směru nulová, tyto vazby zabraňují pohybu ve směru osy x a z a nezabraňují pohybu ve směru osy y. Uchycení 5 na obr. 24 b) zabraňuje posuvu ve směru osy y a je umístěno v díře pro čep klady.



Obr. 24) Pohyblivé rameno nastavení simulace a) Nastavené zatížení, b) uchycení ramene

Výsledné reakce v uchyceních jsou uvedeny v tabulce 4. Protože se jedná o statistickou simulaci ve výsledných hodnotách nejsou zohledněny dynamické účinky.

Tab 4) Výsledné hodnoty sil v uchycení

Uchycení	Ve směru osy x $F_x$ [N]	Ve směru osy y $F_y$ [N]	Ve směru osy z $F_z$ [N]	Celková síla $F_c$ [N]
1	45,4	0	-7,9	46,1
2	-44,2	0	-4,6	44,4
3	46,4	0	23,8	52,1
4	-47,6	0	30,1	56,3
5	0	538,7	0	538,7

Průměr navržených vodících je  $d_v = 25$  mm. Materiál vodících tyčí 12050. Pro simulaci byla vybrána vodící tyč uchycená v ložiskových domcích 3 a 4 na obr. 24 b) z důvodu větších celkových sil v tabulce 4). [19]

Vodící tyč je uchycena fixní geometrií, na koncích tyče na obr. 25. Zatěžující síly na plochy 1 a 2 jsou stanoveny v tabulce 4 pro zahrnutí dynamických účinků jsou vynásobeny síly koeficientem  $k_{dyn} = 1,5$ . Plochy 1 a 2 jsou stykové plochy s lineárními ložisek na vodících tyči plochy jsou vystředěny na vodící tyči. Tyč je také zatížena tíhovou silou v místě těžišti.

Síly působící na plochu 1:

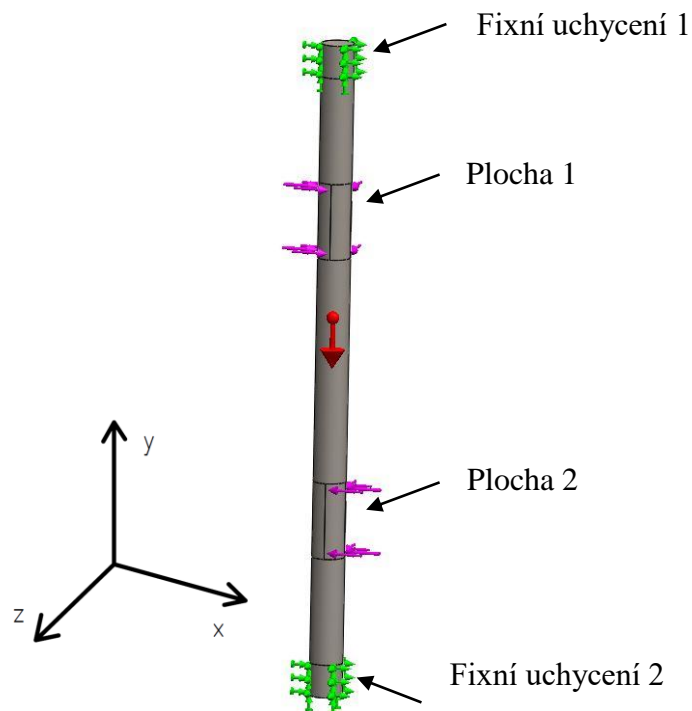
$$F_{xp1} = F_{x3} \cdot k_{dyn} = 46,4 \cdot 1,5 = 69,6 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{yp1} = F_{y3} \cdot k_{dyn} = 23,8 \cdot 1,5 = 35,7 \text{ N} \quad (2)$$

Síly působící na plochu 2:

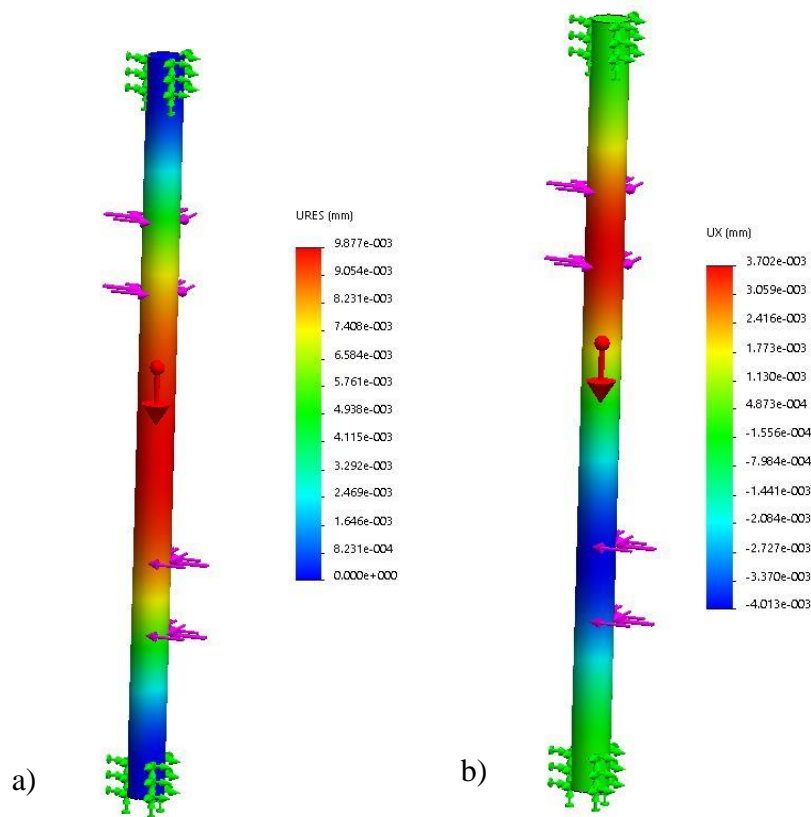
$$F_{xp2} = F_{x4} \cdot k_{dyn} = -47,6 \cdot 1,5 = 71,4 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{yp2} = F_{y4} \cdot k_{dyn} = 30,1 \cdot 1,5 = 45,15 \text{ N} \quad (4)$$



Obr. 25) Nastavení uchycení a zatěžujících sil

Výsledné posunutí na obr. 26 se pohybuje v řádu tisíců milimetrů což plně dostačuje pro dosažení dobré přesnosti při broušení. Hodnoty posunutí vodící tyče jsou důležité pouze v místě působení sil na obr. 26, kde se stýká vodící tyč a lineární ložiska.



Obr. 26) Výsledné posunutí na vodící tyči, a) celkové posunutí, b) posunutí ve směru osy x

Navržené lineární ložiska o vnitřním průměru 25 mm jsou od firmy HIWIN. Označení ložiska v katalogu výrobce je UBM-25AWW. Životnost ložisek je spočítána dle doporučených vztahů od výrobce. [15]

Životnost lineárního ložiska je spočtena pro ložisko uchycené v pouzdře 4 na obr. 24 b). Vzorec, který uvádí výrobce ve svých materiálech pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení počítá s dobou působení jednotlivých dynamických sil na ložisko, protože tyto doby v tomto případě neznáme velikost dynamických sil působících na lineární ložisko. Ekvivalentní dynamické zatížení vypočteno pomocí zjednodušené orientační rovnice (5), kde se uvažuje působení jedné síly po celou dobu pohybu.

$$P = F_{c2} \cdot k_{dyn} = 56,3 \cdot 1,5 = 84,45 \text{ N} \quad (5)$$

Stanovení provozního faktoru  $f_b$ : [15]

$$f_b = \frac{f_c \cdot f_H \cdot f_t \cdot f_\theta}{f_L} = \frac{0,81 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,4}{3,5} = 0,324 \quad (6)$$

$f_c$  – faktor kontaktu [ - ],  $f_H$  – faktor tvrdosti [ - ],  $f_T$  – faktor teploty [ - ],  $f$  – faktor zatížení [ - ],  $f_\theta$  – faktor směru zatížení [ - ]

Určení velikosti faktorů dle přílohy 6 a 7. Velikost faktoru je volena  $f_c = 0,81$ . Tvrdost vodící tyče je 60 HRC pro faktor tvrdosti  $f_H = 1$ . Lineární ložisko pracuje za teploty nižší než  $100^\circ$ , faktory teploty  $f_t = 1$ . Faktor směru zatížení  $f_\theta = 1,4$  protože nejsme schopni určit polohu kuliček v ložisku v závislosti na poloze je tento faktor volen maximální. Faktor zatížení  $f_L = 3,5$  je zvolen maximální, závisí na velikosti rázů a pojezdové rychlosti.

Dynamická únosnost navrženého ložiska  $C = 1370$  N. Životnost ložiska v metrech  $L$  je stanovena rovnicí:[15]

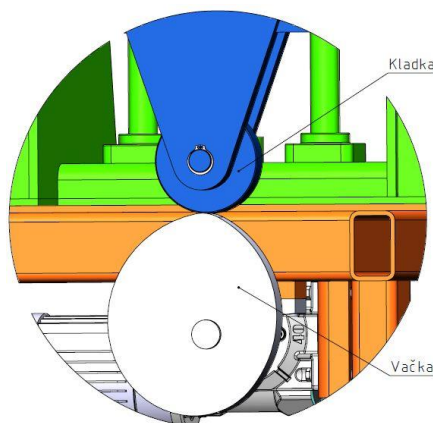
$$L = \left( f_b \cdot \frac{C}{P} \right)^3 \cdot 10^5 = \left( 0,324 \cdot \frac{1370}{84,45} \right)^3 \cdot 10^5 = 145,2 \cdot 10^5 m \quad (7)$$

Přepočítání životnosti ložiska v závislosti na metrech na hodinovou životnost  $L_h$  je použita rovnice (8). Kde délka zdvih  $l_s = 0,045$  m a frekvence zdvihu  $n_s = 23 \text{ min}^{-1}$ . Délka zdvihu je volena pro maximální rozsah pohybu a frekvence zdvihu je určena velikostí otáček vačky.[15]

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot l_s \cdot n_s \cdot 60} = \frac{145,2 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,045 \cdot 23 \cdot 60} = 116\,908 \text{ h} \quad (8)$$

Vypočtená hodnota doby životnosti je pouze teoretická. Podle tabulky v příloze 8 je ideální hodinová životnost ložiska pro navrhovaný stroj 20 000 – 30 000 h. Navržená lineární ložiska jsou značně naddimenzovaná, z důvodu použitých vodících tyčí o průměru 25 mm.

Pro realizaci vratného pohybu v horizontálním směru se dosáhne použitím vačkového mechanismu obr. 27. Maximální rozsah pohybu (zdvih vačky) je 45 mm tento rozsah je volen na základně provedené rešerše. Konstrukce přesného tvaru vačky je nad rámec této bakalářské práce na obr. 27 je pouze nastíněn tvar vačky.



Obr. 27) Vačkový mechanismus



Vačka je poháněna pomocí šnekové převodovky od firmy TOS Znojmo. Konkrétní označení převodovky v katalogu výrobce je MRT 40. Parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce 4. Pro tuto převodovku výrobce navrhnul motor o firmy Siemens parametry navrženého motoru v tabulce 5. [9]

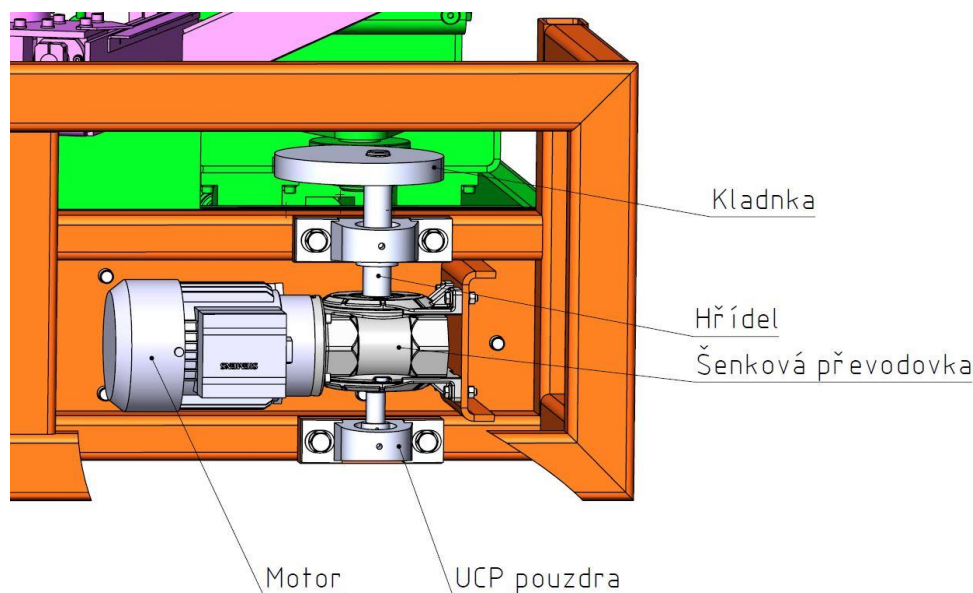
Hřídel je přichycena k rámu stroje pomocí dvou ložiskových domků UCP. Šneková převodovka je přišroubována na svařovaném rámu. Motor je osazen přírubou pro uchycení přímo na převodovce obr. 28.

Tab 5) Parametry použité převodovky [9]

Převodový poměr	$i$	60
Výstupní otáčky	$n_2$	$23 \text{ min}^{-1}$
Výstupní moment	$M_2$	28 Nm
Vstupní otáčky	$n_1$	1400 Nm

Tab 6) Parametry navrženého motoru pro pohon vačky [9]

Velikost	63	
Výkon	P	120 W
Otáčky	n	$1350 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment	M	0,84 Nm
Hmotnost	m	3,5 kg
Jmenovité napětí	U	400 V



Obr. 28) Uložení šnekové převodovky

Hřídel pohánějící vačku je zatížena kroutící momentem od šnekové převodovky a silou způsobené tíhou pohyblivého ramene. Oboje dvoje zatížení je závislé na kontaktu vačky s kladkou. Většinu času nebude vačka s kladkou ve stálém kontaktu. Trvání doby kontaktu je závislé na nastavené rozsahu horizontálního pohybu. Hřídel je vyrobena z materiálu 11 600 s mezí pevnosti  $R_m=590 \text{ MPa}$ . [16]

Výpočet zatěžující síly  $F_v$  rovnice (9), z důvodu realizace pohybu pomocí vačkového mechanismu je třeba do výpočtu zahrnout dynamické účinky, protože není stanoven přesný tvar vačky jsou dynamické účinky zohledněny součinitelem  $k_{dyn} = 1,5$

$$F_v = m \cdot g \cdot k_{dyn} = 55,77 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 820,7N \quad (9)$$

$m$  – hmotnost [kg],  $g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

Hmotnost ramene určena ze 3D modelu  $m = 55,77$  kg

Tíhové zrychlení  $g = 9,81$   $m \cdot s^{-2}$

Z momentové rovnováhy k bodu B určíme reakci v ložisku  $R_A$  na obr. 29 :

$$F(b + c) - R_A \cdot c = 0 \quad (10)$$

$$R_A = \frac{F_v \cdot (b + c)}{c} = \frac{820,7(68 + 179)}{179} = 1132,5 N$$

(11)

Ze statické rovnováhy ve směru ose  $y$  vypočteme reakce  $R_B$  obr. 29.

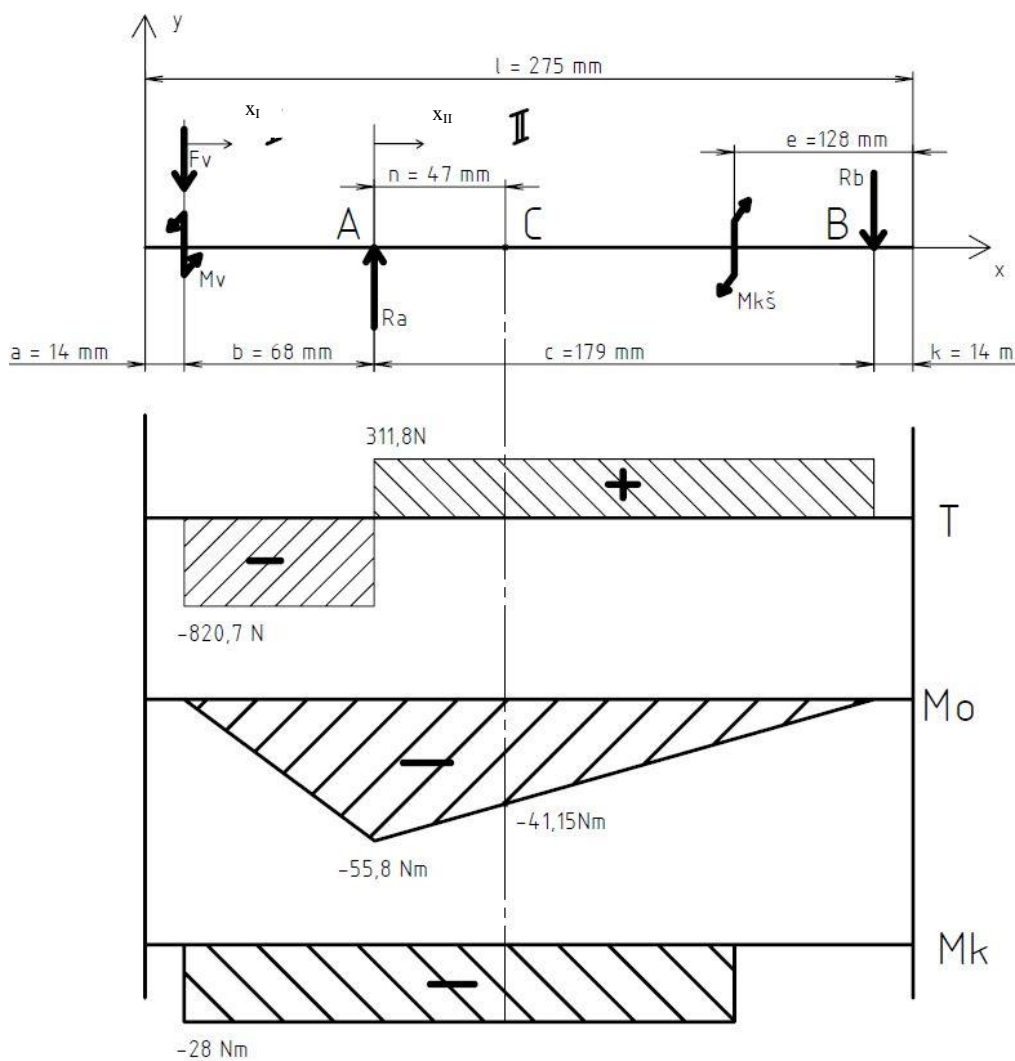
$$-F_v + R_A - R_B = 0 \quad (12)$$

$$R_B = R_A - F_v = 1132,5 - 820,7 = 311,8N \quad (13)$$

Z momentové rovnováhy na hřídeli podle ose  $x$  je určena momentová reakce na vačce  $M_v$ :

$$\begin{aligned} M_v - M_{kš} &= 0 \\ M_v &= M_{kš} \end{aligned} \quad (14)$$

Body A a B na obr. 29 označují umístění ložisek na hřídeli. Bod C je kritické místo změny průměru, které se nachází na výstupu na hřídeli ze šnekové převodovky. Síla  $F_v$  je zatěžující síla od posuvného ramene. Krouticí moment  $M_{kš}$  od šnekové převodovky je umístěn na okraji šnekové převodovky a je přenášen pomocí hřídele k vačce reakce  $M_v$ . Hřídel je navrhována, aby byla schopná přenést krouticí moment od šnekové převodovky, který má velikost 28Nm.



Obr. 29) VVU hřídele a poloha ložisek

První usek  $x_I \in \langle 0; b \rangle$

Posouvající síla T :

$$T_I = -F_v \quad (15)$$

Ohybový moment  $M_o$ :

$$M_{oI} = -F_v \cdot x_I \quad (16)$$

Kroutící moment  $M_k$ :

$$M_{kI} = -M_v \quad (17)$$

Druhý usek  $x_{II} \in \langle 0; c \rangle$

Posouvající síla T:

$$T_{II} = -F_v + R_A \quad (18)$$

Ohybový moment  $M_o$ :

$$M_{oII} = -F(b + x_{II}) + R_A \cdot x_{II} \quad (19)$$

Kroutící moment  $M_k$ :

$$M_{kII} = -M_v \quad (20)$$

Maximální ohybový moment se nachází v místě A, další kritické místo se nachází v bodě C, hodnota ohybového momentu v bodě C:

$$\begin{aligned} M_{oC} &= R_A \cdot n - F_v(b + n) = 1132,5 \cdot 0,047 - 820,7 \cdot (0,068 + 0,047) \\ &= -41,15 \text{Nm} \end{aligned} \quad (21)$$

Určení korigované meze únavy pomocí Marinovi: [1]

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (22)$$

$k_a$  – součinitel vlivu jakosti povrchu,  $k_b$  – součinitel vlivu velikosti tělesa,  $k_c$  – součinitel vlivu zatěžování,  $k_d$  – součinitel vlivu teploty,  $k_e$  – součinitel spolehlivosti,  $k_f$  – součinitel zahrnující další vlivy,  $\sigma_{Co}$  – mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace

Součinitel vlivu jakosti povrchu  $k_a$  určíme z rovnice. Koeficienty použité v rovnici  $a = 4,51$  a  $b = -0,265$  jsou voleny z tabulky uvedené v příloze 2.

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 590^{-0,265} = 0,831 \quad (23)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa  $k_b$ . Průměr pro tento výpočet je zvolen  $d = 25$  mm.

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 25^{-0,107} = 0,878 \quad (24)$$

Součinitel vlivu způsobu zatížení je volen  $k_c = 0,59$ , způsob zatížení krutem. Hřídel nebude během provozu teplotně zatěžována proto součinitel  $k_d = 1$ . Součinitel spolehlivosti  $k_e$  je volen z tabulky uvedené v příloze 3 pro 95% procentní spolehlivost má hodnotu 0,868. Jelikož další vlivy nejsou uvažovány koeficient zahrnující další vlivy  $k_f$  je nulový.

Protože nebylo k dispozici mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace, pro stanovení této hodnoty je použita rovnice (25)[1]

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 590 = 297,36 \text{ MPa} \quad (25)$$

Dosazení do rovnice (22)

$$\sigma'_{Co} = 0,831 \cdot 0,878 \cdot 0,59 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 297,36 = 111,1 \text{ MPa}$$

Výpočet průměru hřídele je uvažována situací, kdy je kladka s vačkou v kontaktu po celou dobu otáčky, tudíž je hřídel namáhaná střídavým ohybovým napětím a konstantním kroutícím momentem, pro stanovení průměru je použito Gerberovo únavové kritérium se spojením s teorií HMH rovnice (22). Jako nejhorší místo s největším ohybovým momentem a to místo A. Koeficient bezpečnosti k meznímu stavu únavy je zvolen  $k_u = 1,5$ . [1]

Amplituda ohybového momentu odpovídá hodně ohybového momentu v místě A  $M_{Oa} = 55,6 \text{ Nm}$ . Střední hodnota ohybového napětí je nulová  $M_{om} = 0$ .

Amplitudu kroutícího momentu  $M_{ka} = 0$ , protože velikost kroutícího moment je v čase konstantní. A střední hodnota kroutícího momentu  $M_{km} = 28 \text{ Nm}$ , velikost momentu od šnekové převodovky.

Požítý vzorec pro stanovení průměru a dosazení:

$$\begin{aligned}
 d &= \left( \frac{16 \cdot k_u \cdot M_{Oa}}{\pi \sigma'_c} \left\{ 1 + \left[ 1 + 3 \left( \frac{M_{km} \cdot \sigma'_c}{M_{Oa} \cdot R_m} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = \\
 &= \left( \frac{16 \cdot 1,5 \cdot 55800}{\pi \cdot 111,1} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2 \cdot 28000 \cdot 111,1}{55800 \cdot 590} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 19,76 \text{ mm}
 \end{aligned} \quad (26)$$

Kontrola bezpečnosti v nebezpečném místě C dle rovnice (30). Určení součinitele vrubu pro ohyb  $\beta$  z rovnice (28) a pro krut  $\beta_T$  z rovnice (29). Z grafu v příloze 9 je učen součinitel  $\alpha = 1,9$ . Součinitel  $\alpha_T = 1,7$  je určen z grafu v příloze 10.

Parametr  $\sqrt{a}$  je stanoven rovnicí:

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = \frac{139}{590} = 0,235 \quad (27)$$

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,9}{1 + \frac{2 \cdot (1,9 - 1) \cdot 0,235}{1,9 \cdot \sqrt{0,2}}} = 1,26 \quad (28)$$

$$\beta_T = \frac{\alpha_T}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,7}{1 + \frac{2 \cdot (1,7 - 1) \cdot 0,235}{1,7 \cdot \sqrt{0,2}}} = 1,18 \quad (29)$$

$$\frac{1}{k_{uc}} = \frac{16 \cdot \beta \cdot M_{oa}}{\pi \sigma'_c \cdot d^3} \cdot \left( 1 + \left\{ 1 + 3 \left[ \frac{\beta_T \cdot M_{km} \cdot \sigma'_c}{\beta \cdot M_{oa} \cdot R_m} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right) =$$

$$\frac{1}{k_{uc}} = \frac{16 \cdot 1,26 \cdot 55600}{\pi \cdot 111,1 \cdot 19^3} \cdot \left( 1 + \left\{ 1 + 3 \left[ \frac{1,18 \cdot 28000 \cdot 111,1}{1,26 \cdot 55600 \cdot 590} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right)$$

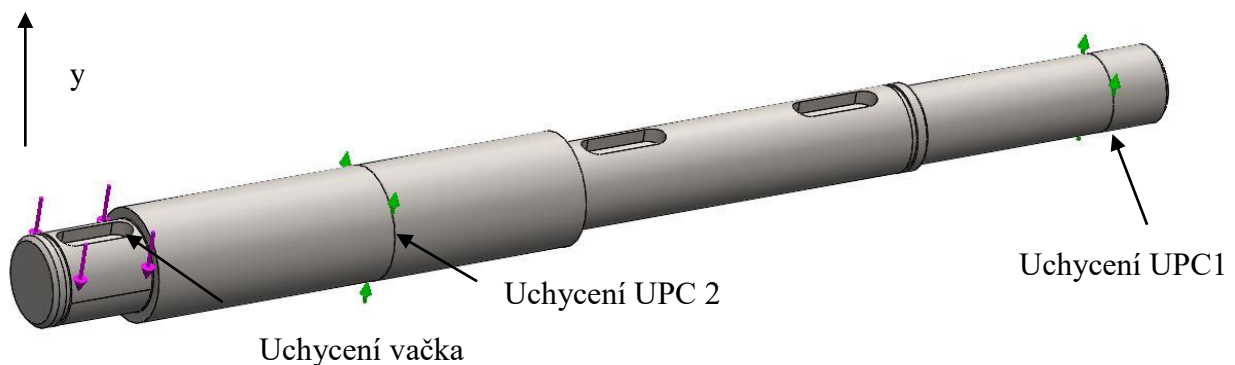
$$\frac{1}{k_{uc}} = 0,941 \Rightarrow k_{uc} = \frac{1}{0,941} = 1,06$$

(30)

Výsledná bezpečnost v únavě podle Gerberova kritéria v bodě C vyšla minimální možná.

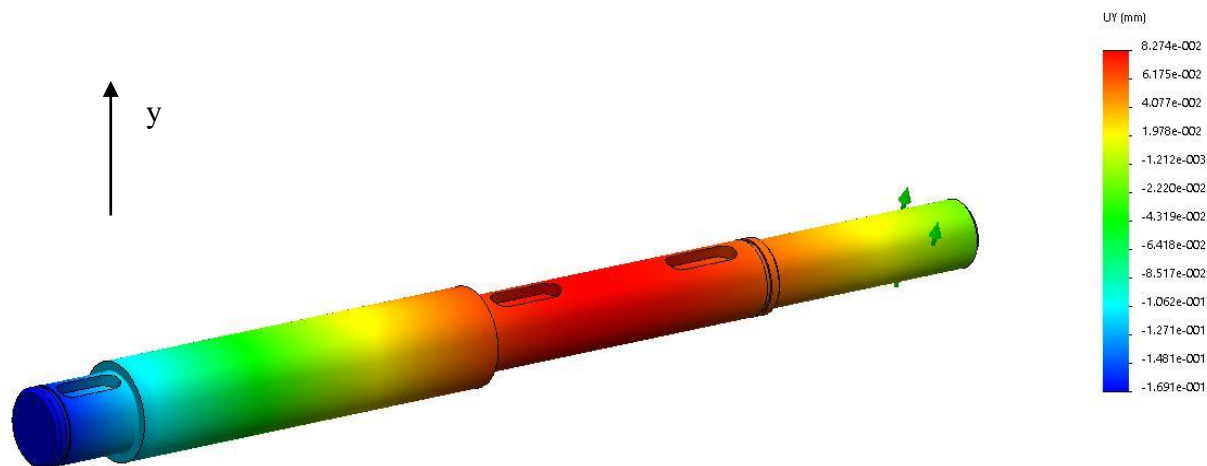
Vypočtený průměr z rovnice (26) je pouze teoretický, proto je volen větší průměr  $d = 25$  mm a k vzhledem k zamýšlenému uchycení na základní rám stroje pomocí UPC pouzder. Pro správnou funkci vačky je nežádoucí průhyb hřídele v místě uložení. Kontrola velikosti průhybu pod vačkou provedeme pomocí numerické simulace v programu SolidWorks.

Protože UPC pouzdra umožní natočení hřídele tak uchycení UPC pouzder 1 a 2 na obr. 30 je nahrazeno malou plochou ve středu ložiska. Uchycení 1 a 2 zabraňuje posunutí ve směru osy  $y$ . V místě uchycení vačky působí síla  $F_v = 820,7$  N proti směru osy  $y$ . Přenášený kroutící moment zanedbáváme, protože nezpůsobuje posunutí ve směru osy  $y$ .



Obr. 30) Nastavení uchycení a zatížení

Největší posunutí je v záporném směru osy y na ploše určené pro uchycení vačky na obr. 31.



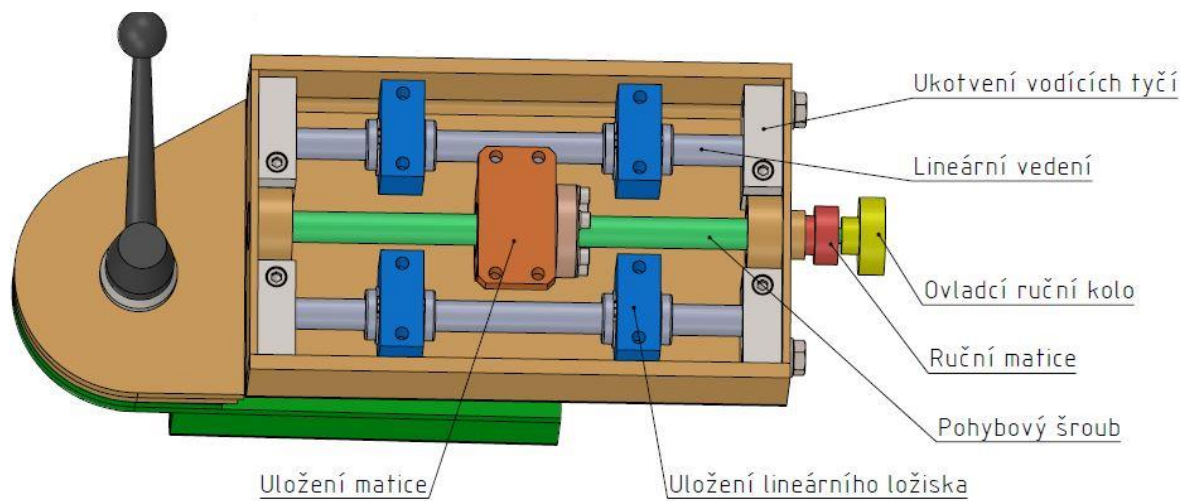
Obr. 31) Posunutí na ose y

Přenos kroutícího momentu je realizován pomocí těsného pera ČSN 02 2562 – 6e7x6x18. Kontrola perového spoje na otláčení drážky v náboji pomocí rovnice (32). Velikost síly působící na pero  $F_p$  se stanoví z rovnice (31). Dovolенý tlak na boky drážky je  $p_o = 150$  MPa, jelikož se hřídel otáčí pouze jedním směrem a můžou na ní vzniknout malé rázy je třeba zohlednit způsob zatížení, dle tabulky v příloze 11, je  $p_D = 0,7 \cdot p_o = 0,7 \cdot 150 = 105$  MPa. Hodnoty hloubky drážky  $t_1$ , l délka pera a b šířka jsou uvedeny v příloze 12. [2][1]

$$F_p = \frac{2 \cdot M_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 28}{0,02} = 2800N \quad (31)$$

$$\begin{aligned}
 p_D &\geq \frac{F_p}{t_1 \cdot (l - b)} \\
 105 &\geq \frac{2800}{2,5 \cdot (18 - 6)} \\
 105 &\geq 93,33
 \end{aligned} \quad (32)$$

Vertikální rameno je uloženo na vodících tyčích. Nastavení velikosti úběru třísky je realizováno pohybovým šroubem připojeným na ruční ovládací kolo. Pro vymezení vůle pohybového šroubu v matici a zajištění proti otočení pohybového šroubu je umístěna ruční odtahovací matice obr. 32. Části uložení matice a lineárního uložení jsou pevně přišroubovány k vertikálnímu ramenu.

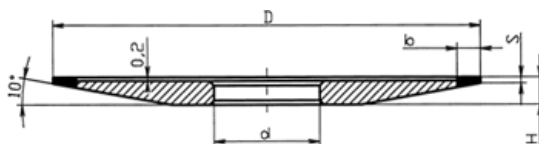


Obr. 32) Vertikální rameno upevnění

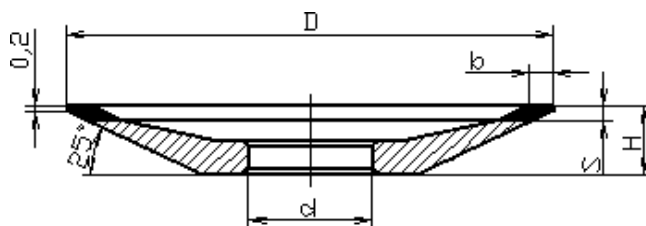


### 5.3 Navržení brousícího kotouče a elektromotoru

Průměr brousících kotoučů je  $d = 150$  mm navržen z rešerše. Pro broušení pilových listů s SK plátky se používá diamantový brusný kotouč. Pro broušení čela a hřbetu využívám z dvou tvarově různých kotoučů. Pro broušení čela je použit kotouč tvaru 4ET9 obr. 33 a pro broušení úhlu hřbetu je použit kotouč 12R4 obr. 34.



Obr. 33) Brusný kotouč 4ET9,  $D = 150$  mm,  $b = 5$  mm,  $s = 2$  mm,  $H = 10$  mm,  $d = 32$  mm



Obr. 34) Brusný kotouč 12R4,  $D = 150$  mm,  $b = 3$  mm,  $H = 16$  mm,  $s = 3$  mm,  $d = 32$  mm

Brusné kotouče jsou navrženy od firmy VTN – Servis s.r.o. navržené tvary brusných kotoučů jsou dostání pouze s pryskyřičnou vazbou, zrnitost kotouče je zvolena dle doporučení výrobce pro běžné dokončovací broušení zrnitost  $80/63 \mu\text{m}$ , typ pryskyřičné vazby je V2-01 pro použití při univerzálním broušení s chlazením nebo bez chlazení. Řezné podmínky kotouče jsou uvedeny v tabulce 7.[11]

Tab 7) Řezné podmínky při broušení [11]

Řezná rychlost	Podélný posun	Přísuv
$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	$[\text{mm}]$	$[\text{mm}]$
20–25	1 - 1,5	0,01-0,03

Výpočet velikosti řezné rychlosti: [10]

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n_s}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 2750}{60 \cdot 1000} = 21,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (33)$$

$d_s$  – průměr brusného kotouče  $[\text{mm}]$ ,  $n_s$  – otáčky brusného kotouče  $[\text{min}^{-1}]$ ,

$v_c$  – řezná rychlost  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Pro výpočet řezné síly je použit empirický vztah pro obvodové tangenciální broušení rovinných ploch (34). Protože broušení pilových zubů s Sk plátky má rozdílnou kinematiku oproti rovinnému broušení,  $f_a$  v tomto případě je velikost úběru třísky, kterou jsem volil maximální možnou 0,03 mm,  $a_e$  v tomto případě radiální posuv stolu do záběru, který může mít maximální hodnotu 5 mm, vzhledem k použitým brusným kotoučům. [10]

$$F_C = 6 \cdot v_c^{0,8} \cdot f_a^{0,8} \cdot a_e^{0,8} = 6 \cdot 21,6^{0,8} \cdot 0,03^{0,8} \cdot 5^{0,8} = 15,31 \text{ N} \quad (34)$$

$f_a$  – axiální posuv stolu brusky na jeden zdvih [mm],  $a_e$  – pracovní radiální záběr [mm]

Pro výpočet potřebného momentu při broušení:

$$M_c = F_C \cdot \frac{d}{2} = 15,31 \cdot \frac{0,15}{2} = 1,15 \text{ Nm} \quad (35)$$

$M_c$  - moment potřebný během broušení [Nm],  $d$  – průměr brusného kotouče [mm]

Potřebný mechanický výkon motoru vypočteme ze vztahu (36) vzorec je rozšířen o přepočítání otáček na uhlovou rychlost.

$$P = M_c \cdot \omega = M_c \cdot \frac{n_s \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 1,45 \cdot \frac{2750 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 330,672 \text{ W} \quad (36)$$

$\omega$  – uhlová rychlost [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $n_s$  – otáčky brusného kotouče [ $\text{min}^{-1}$ ]

Vypočítaná hodnota potřebného mechanického příkonu je pouze teoretická, proto je volen elektromotor s větším výkonem.

Navržený elektromotor pro pohon brousícího kotouče je od firmy SOGA označení motoru MR 48 na obr. 35. Jedná se o motor určený pro přímý pohon rotačních řezných nástrojů. Tento typ motoru má vymezenou axiální vůli. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 8. Pro upnutí brusných kotoučů je třeba navrhnout konec výstupní částí hřídele.

Tab 8) Parametry motoru pro pohon brusného kotouče [12]

Výkon	Moment	Otáčky	Napětí	Váha
[W]	[Nm]	[ $\text{min}^{-1}$ ]	[V]	[kg]
500	1.7	2750	230	3,7 kg

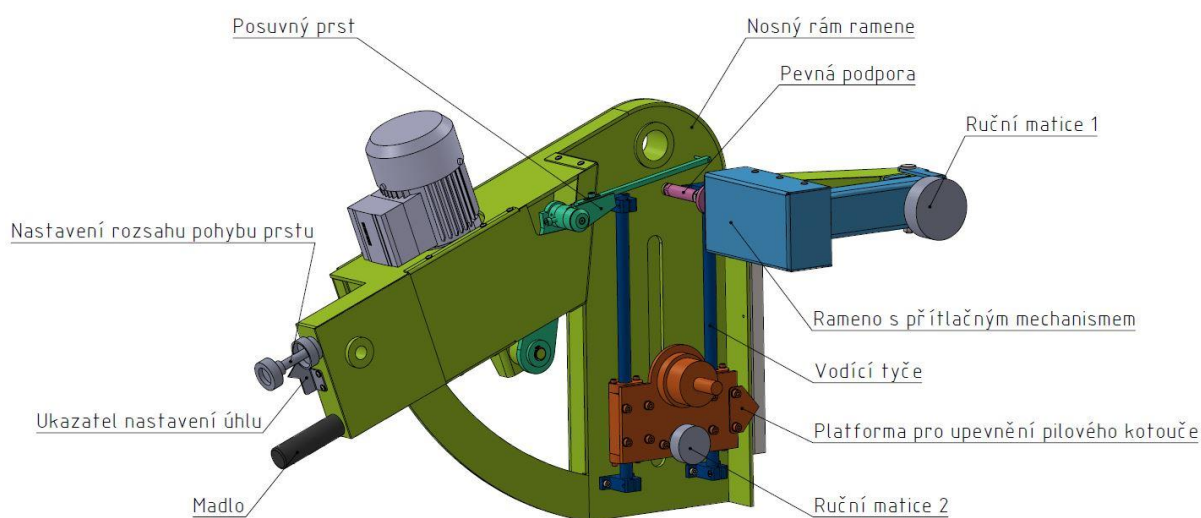


Obr. 35) Motor SOGA MR 48 [12]

## 5.4 Rameno pro upnutí pilového kotouče

Otočené rameno slouží k upnutí pilového kotouče a nastavení broušeného úhlu kotouče obr.36. Při broušení velkých průměrů vznikají na broušeném pilovém kotouči vibrace, aby se zabránilo vzniku vibrací během broušení je blízko místa broušení umístěna pevná podpora s přitlačným mechanismem. Pevná podpora a rameno s přitlačným mechanismem jsou odnímatelné, pro broušení pilového kotouče o malém průměru. Přitlačný mechanismus je umístěn na odklopném ramenu, pro upevnění ramene slouží ruční matice 1 na obr. 36.

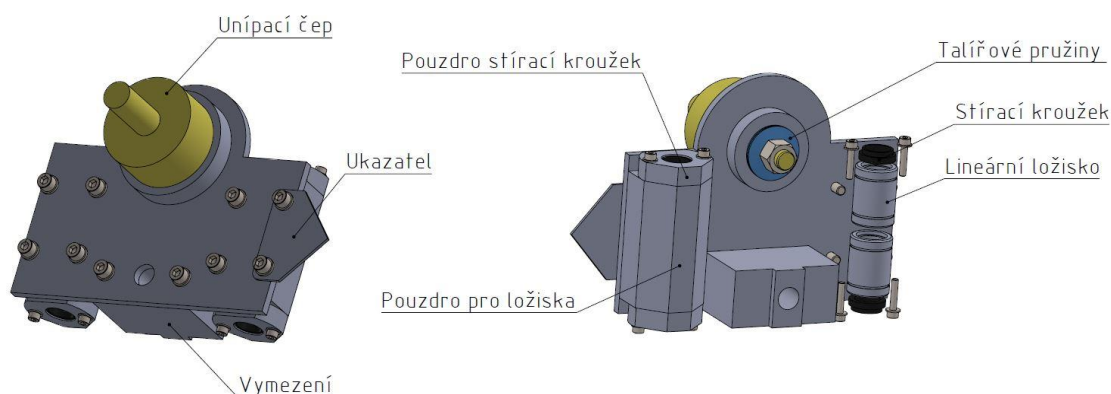
Za účelem výměny broušeného zubu je navrhnut posuvný prst s nastavitelným rozsahem. Rameno umožňuje nastavení broušení úhlu čela až  $-10^\circ$ , zatímco minimální úhel hřbetu, který je možno stavět je  $6^\circ$ .



Obr. 36) Otočné rameno s jednotlivými částmi

Pilový kotouč je upnut na platformě, která umožňuje nastavení průměru pilového kotouče. Rozsah průměru pilových kotoučů je od 180-600 mm. Protože vodící tyče nejsou chráněné před nečistotami vznikajícími během broušení, je na ochranu lineárních ložisek umístěn stírací kroužek obr 37.

Pilový kotouč je upnut na upínacím čepu, pro zamezení samovolného otáčení je ze zadní strany předepnut dvěma talířovými pružinami obr 37.



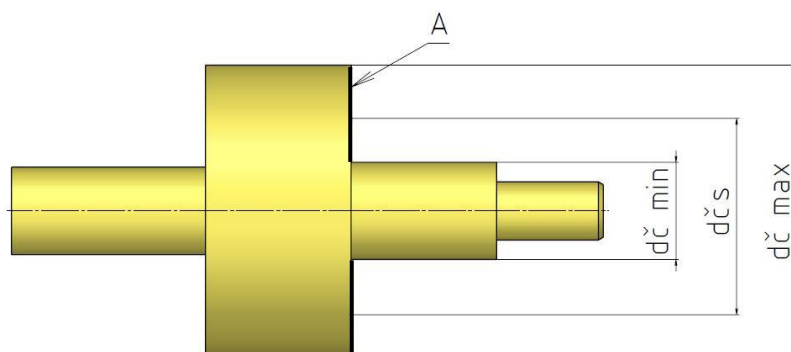
Obr. 37) Platforma pro upevnění pilového kotouče

Pro návrh talířové pružiny je použita konfiguraci pro broušení s maximálním možným průměrem pilového kotouče, který je  $D_p = 0,6$  m. Sílu potřebnou pro pootočení pilového kotouče je zvolena  $F_{po} = 50$  N. Síla působí tečně na průměr kotouče. Tato síla vytvoří moment k ose otáčení v rovnici 37.

$$M_{po} = F_{po} \cdot \frac{D_p}{2} = 50 \cdot \frac{0,6}{2} = 15 \text{ Nm}$$

(37)

Stejně velký třecí moment je třeba vyvolat na čepu. U výpočtu třecího momentu na čepu je uvažován pouze třecí moment vzniklý působení síly v axiálním směru na plochu A v obr. 38, třecí moment, který vznikne působením radiální síly na čep od pilového kotouče zanedbáván ve výpočtu, protože velikost tohoto třecího moment je závislá na velikosti pilového kotouče. Přitlačná axiální síla vybuzená pomocí talířových pružin působí na středním průměru  $d_{\check{c}s}$  mezi kruhové plochy A výpočet pomocí rovnice (38).



Obr. 38) Upínací čep pro pilový kotouč, minimální průměr mezi kruhové plochy  $d_{\check{c}min} = 20$  mm a maximální průměr  $d_{\check{c}max} = 60$  mm

$$d_{\check{c}s} = \frac{d_{\check{c}min} + d_{\check{c}max}}{2} = \frac{20 + 60}{2} = 40 \text{ mm}$$

(38)

Pro přítláčné síly je použita rovnice (39), kde potřebný třecí moment se rovná momentu vybuzeného od síly  $F_{po}$ . Součinitel tření je volen pro konfiguraci styku materiálu ocel – ocel kdy je  $f = 0,2$  z tabulky ve zdroji[2].

$$M_{po} = F_p \cdot f \cdot \frac{d_{\check{c}s}}{2} \quad (39)$$

$F_p$  – síla vybuzeaná talířovými pružinami [N],  $f$  – koeficient tření [ - ]

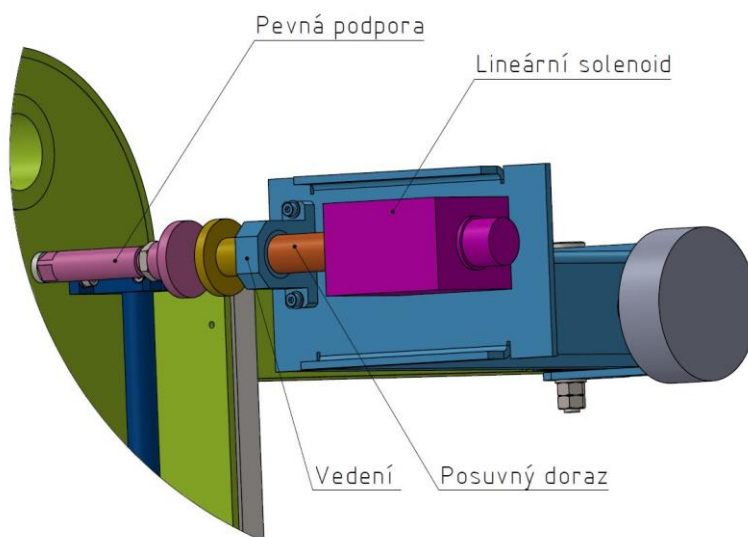
Z rovnice (31) vyjádříme přítláčnou sílu  $F_p$  a vypočteme v rovnici (40). Velikost potřebné přítláčné síly je pouze teoretická proto je volena talířová pružina, která vytvoří větší přítláčnou sílu.

$$F_p = \frac{M_{po} \cdot 2}{f \cdot d_{\check{c}s}} = \frac{15 \cdot 2}{0,2 \cdot 0,04} = 3750N \quad (40)$$

Zvolené talířové pružiny od firmy HENNLICH dle DIN 2093 s tloušťkou materiálu 1,25 mm a vnitřním průměrem 14,2 mm a vnějším průměrem 28 mm 1 talířová pružina vyvine sílu při  $\frac{3}{4}$  stlačení 2240 N, pro vyvození dostatečné přítláčné síly jsou použity 2 talířové pružiny.[13]

Přítláčná síla a posuv ve vedení posuvného dorazu zajišťuje lineární solenoid obr. 39. Mezera mezi pevnou podporou a posuvným dorazem při nesepnutém stavu je 10 mm.

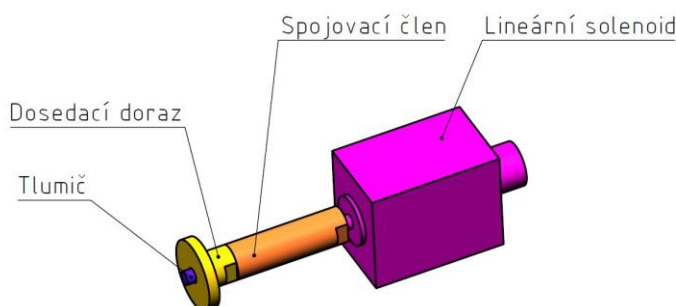
Pevná podpora je zašroubována do základního svařence. Výška pevné podpory je seřízena při výrobě stroje.



Obr. 39) Detail přítláčný mechanismus

Lineární solenoid je navrhnout od firmy Kendrion. Délka zdvihu solenoidu je  $s = 15$  mm doba odezvy je  $t_s = 0,041$ s. Velikost vyvinuté síly v závislosti na velikosti zdvihu je uveden v příloze 4 křivka d. Přesné označení použitého solenoidu od výrobce je LCL048060. [14]

Pro zpomalení posuvného dorazu během dosednutí je umístěn uvnitř posuvného dorazu tlumič. Navržený tlumič je od firmy BIBUSU. Protože výrobce v katalogu neuvádí postup návrhu tlumiče pro použitou aplikaci na obr. 40. Kdy je tlumič umístěn na pohybujícím se tělese a s hnací silou. Návrh tlumiče proveden pomocí druhého případu v příloze 5, kdy je těleso poháněno hnací silou. [18]



Obr. 40) Mechanismus doraz

Výpočet rychlosti dopadu  $v_d$  z doby odezvy  $t_s$  a zdvihu solenoidu  $s$ :

$$v_d = \frac{s}{t_s} = \frac{0,015}{0,041} = 0,365 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (41)$$

Určení kinetické energie za jeden cyklus  $W_1$  z rovnice (42). Hmotnost  $m_v$  je celková hmotnost dosedacího dorazu a spojovacího členu hmotnost tlumiče je zanedbána, protože je součástí soustavy. Hmotnost  $m_v = 0,22$  kg je určena ze 3D modelu z programu SolidWorks.

$$W_1 = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_d^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,22 \cdot 0,365^2 = 0,0146 \text{ J} \quad (42)$$

Výpočet energie od hnací síly  $W_2$  dle rovnice (43). Hnací síla vyvolaná solenoidem  $F_s = 80$  N je stanovena z grafu v příloze 4. Stlačení tlumiče je  $s_t = 4,9$  mm je určeno ze 3D modelu.

$$W_2 = F_s \cdot s_t = 80 \cdot 0,0049 = 0,392 \text{ J} \quad (43)$$

Pomocí parametru celkové energie za jeden pracovní cyklus  $W_3$ , která je stanovena rovnicí (44), a velikosti zdvihu je z katalogu výrobce volen nastavitelný tlumič MA50EUM. Protože výpočet parametru celkové energie za jeden pracovní cyklus je orientační je použitý tlumič naddimenzován.[18]

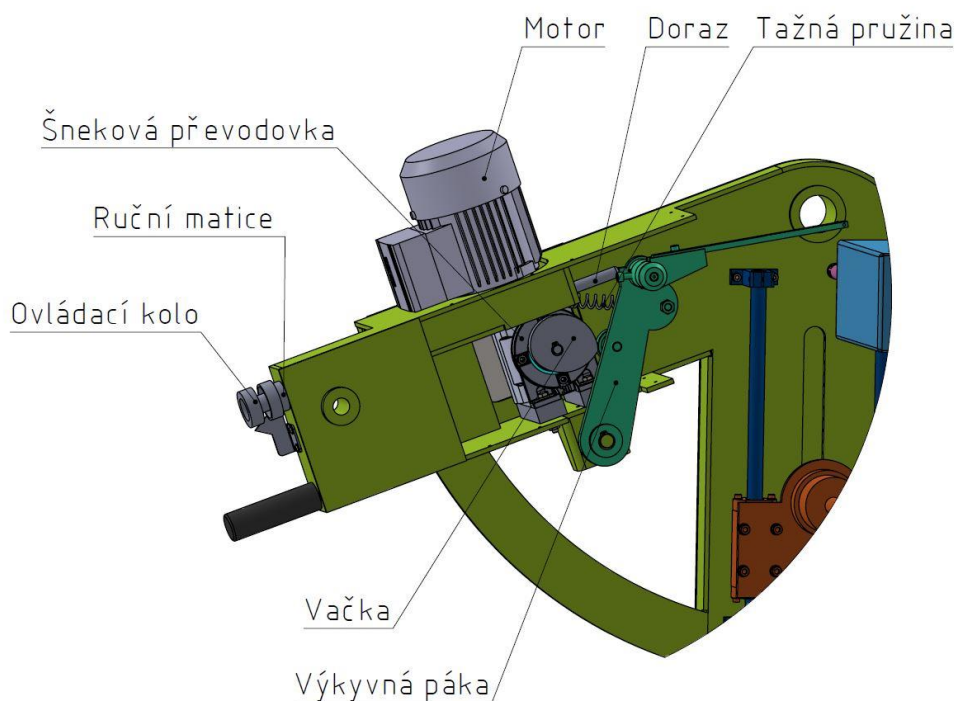
$$W_3 = W_2 + W_1 = 0,392 + 0,0146 = 0,4066 \text{ J} \quad (44)$$

Pro výměnu broušeného zubu je navrhnout mechanismus na obr. 41. Posuvný prst je umístěn na výkyvné páce. Výkyv páky zajišťuje vačkový mechanismus. Stálí kontakt kladky na výkyvné páce a vačky je zajištěn pomocí tažné pružiny upevněné na výkyvné páce a na svařované kostře.

Tažná pružina je zvolena od výrobce HENNLICH, označení pružiny v katalogu výrobce je 18/1/1. Průměr drátu pružiny je 2,25 mm, vnitřní průměr pružiny 15,8 mm, nezátížená délka 66,5 mm, délka při plném zatížení 108,3 mm a tuhost pružiny 5,18 N/mm. [13]

Pro nastavení rozestupu broušeného kola slouží nastavitelný doraz pomocí ovládacího kola na obr. 40. Ruční odtahovací matice slouží k aretaci dorazu. Nastavitelný rozsah rozestupu pilových zub je od 8 do 40 mm.

Tvar vačky je pouze koncept, přesný návrh tvaru vačky je nad rámec této bakalářské práce. Vačka je poháněna šnekovou převodovkou od firmy TOS Znojmo parametry šnekové převodovky jsou vedeny v tabulce 9. Označení šnekové převodovky u výrobce MRT 30. Pro pohon šnekové převodovky je použit motor doporučen výrobcem. Parametry asynchronního motoru od výrobce Siemens jsou uvedeny v tabulce 10.



Obr. 41) Mechanismus pro posuvný prst

Tab 9) Parametry šnekové převodovky [9]

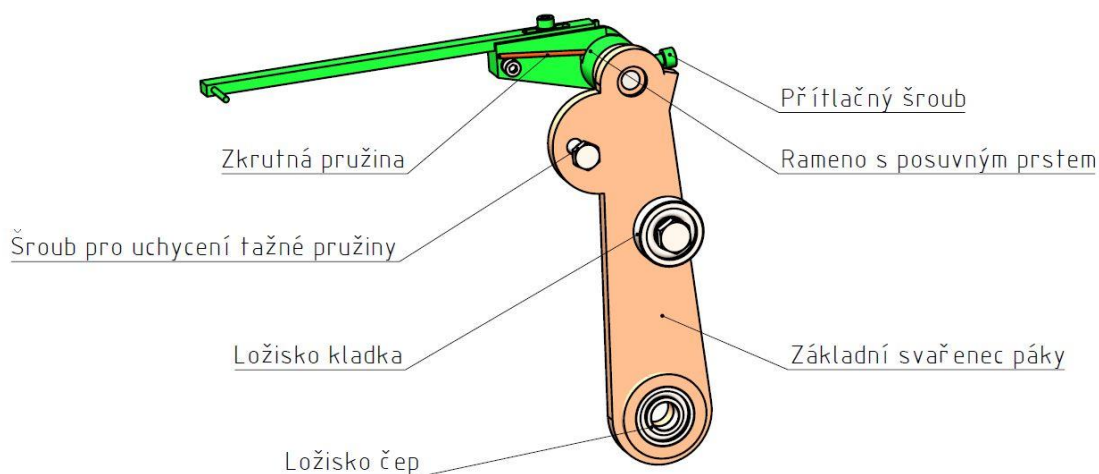
Převodový poměr	$i$	60
Výstupní otáčky	$n_2$	$23 \text{ min}^{-1}$
Výstupní moment	$M_2$	17 Nm
Vstupní otáčky	$n_1$	1400 Nm

Tab 10) Parametry motoru [9]

Velikost	56	
Výkon	P	90 W
Otáčky	n	1350 min <sup>-1</sup>
Jmenovitý moment	M	0,63 Nm
Hmotnost	m	3,0 kg
Jmenovité napětí	U	400 V

Na konci výkyvného ramene je umístěno rameno s posuvným prstem obr. 42. Aby se posuvný prst mohl při zpětném pohybu přejít o jeden zub je umožněno ramenu malí výkyv, pro vrácení zpět do výchozího polohy je rameno s posuvným prstem předejato zkrutnou pružinou. Přítlačný šroub slouží k nastavení natočení úhlu ramena s posuvným prstem.

Pro uchycení tažné pružiny je umístěn na základním svařenci páky šroub. Funkci kladky zde plní ložisko uchycené k základnímu rámu páky pomocí šroubu. Celé rameno je uloženo na čepu.



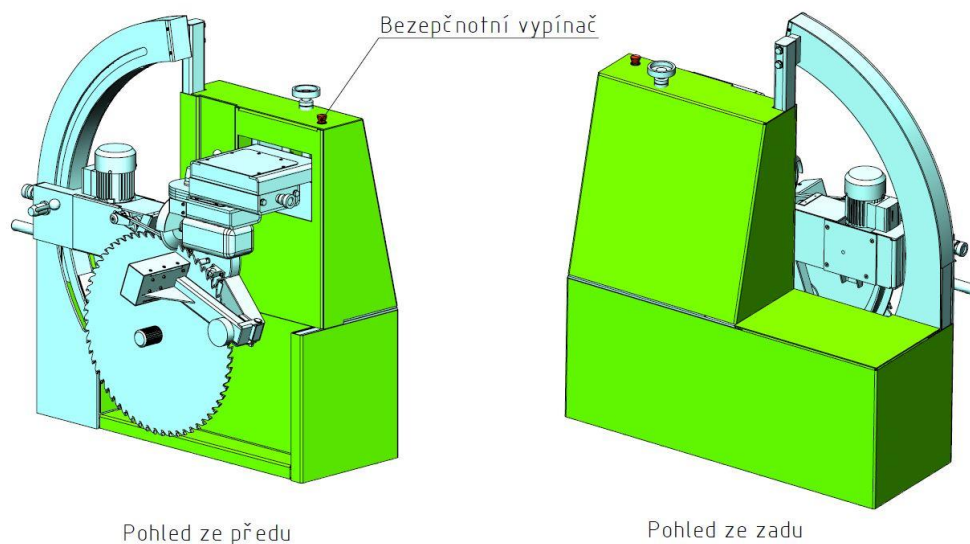
Obr. 42) Výkyvná páka pohled ze zadu

Navržená zkrutná pružina je od firmy Vanel Luxemburk katalogové označení pružiny výrobce je D.150.250.0325. Průměr drátu 2,5 mm, vnější průměr 15 mm, s polohou ramen 90° a tuhostí 48,474 Nmm/°. [17]



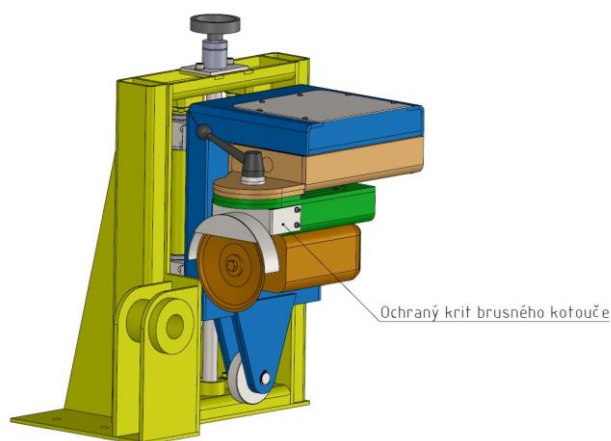
## 5.5 Návrh vnějšího oplechování stroje a krytu brusného kotouče

Celkové oplechování stroje je v této bakalářské práci zpracované pouze jako koncept. Z důvodu umístění elektronických ovládacích prvků a elektroinstalace na vnějším plášti stroje, kterými se tato bakalářská práce nezabývá. Do návrhu je zakomponováno umístění bezpečnostního vypínače. Vypínač je umístěn na dobře viditelném místě, a to na horním plechu oplechování ramene. Návrh opláštění stroje je zpracován na obr. 43.



Obr. 43) Opláštění stroje

Ochranu obsluhy stroje před úlomkou z brusného kotouče je instalován okolo brusného kotouče ochranný kryt na obr. 44.



Obr. 44) Umístění ochranného krytu



## 6 POSTUP BROUŠENÍ

Při práci se strojem je třeba dbát bezpečnostních pokynů dle návodu. Obsluha stroje musí být proškolená a poučena o bezpečnosti při práci na stroji.

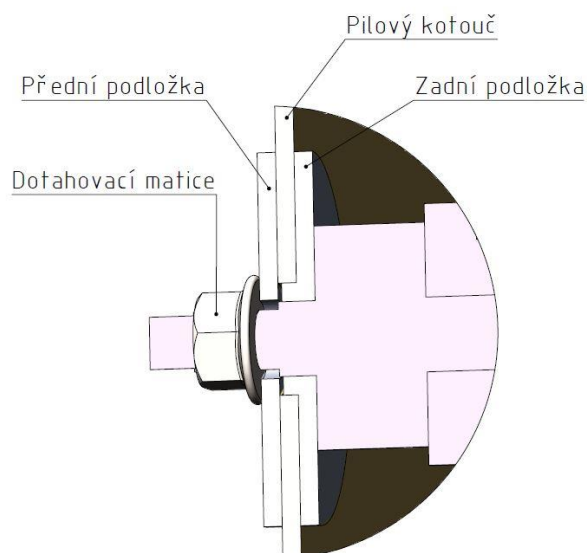
Jako první je třeba nastavit průměr broušeného kotouče. Toto se provede nastavením posuvné platformy na požadovaný průměr. Po tomto kroku následuje upnutí pilového kotouče a přiklopení ramen s přítlačným mechanismem. Následujícím krokem je nastavení broušeného úhlu čela nebo hřbetu pomocí výkyvného ramene, popřípadě i zbroušení čela nebo hřbetu natočením motoru kolem čepu.

Poté následuje spuštění posuvného zubu a za chodu se nastaví velikost rozestupu zubu pomocí dorazu. Pro nastavení rozsahu vertikálního pohybu brousícího kotouče nastavíme polohu brousícího kotouče tak aby při spuštění do dolní polohy se nedostal brousící kotouč do záběru. Když je tato podmínka splněna, tak spustíme pohon pro vertikální pohyb a pomocí ovládacího kola nastavíme rozsah pohybu a ruční maticí umístěnou pod ovládacím kolem pojistíme ovládací kolo proti pootočení. Posledním krokem je nastavení velikosti úběru pomocí horizontálního posunu na ramenu motoru.

## 6.1 Upnutí pilového kotouče

Pilový kotouč je upnut mezi dvě podložky a dotáhnut maticí obr. 45. Aby bylo možné upnout pilové kotouče s různými upínacími průměry a tloušťkou. Je součástí stroje několik variant zadních podložek s různou tloušťkou a průměry pro upnutí pilového kotouče. Minimální upínací průměr pilového kotouče, který je možno upnout je 20 mm.

Protože se upínací čep může otáčet, kolem své osy, jsou na konci čepu umístěny plochy pro přidržení čepu během utahování matice.



Obr. 45) Uchycení pilového kotouče zobrazeno v řezu

## 7 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl zpracovat konstrukční návrh poloautomatické brusky pro pilové kotouče s Sk plátky. Před vypracováním konstrukčního návrhu byla provedena rešerše za účelem vytipování vhodného řešení. Nejlepším řešením je poloautomatická bruska OSW-5AX. Ze které se výsledný návrh konstrukční návrh inspiruje.

Samotný návrh poloautomatické brusky je řešen ve druhé části práce. Navržená poloautomatická bruska je koncipována pro poloprofesionální použití například v truhlářských dílnách. Konstrukce stroje je navržena pro kusovou výrobu stroje z toho důvodu je nosná konstrukce stroje vyrobena ze svařovaných plechů a ocelových profilů. Důležité části stroje jsou dimenzovány na základě analytických výpočtů a simulací v MKP.

Výsledné rozměry stroje jsou (d x š x v ) 1070 x 1200 x 390 mm a váha stroje 250 Kg. Na výsledném navrženém stroji lze brousit pilové kotouče od průměru 180 mm do průměru 600 mm. Možnost nastavení úhlu čela se pohybuje od  $-10^\circ$  až po  $35^\circ$  rozsah nastavení úhlu hřbetu se pohybuje od  $6^\circ$  až pro  $25^\circ$ . Zbroušení úhlu čela a hřbetu je možné nastavit od  $0^\circ$  do  $25^\circ$ . Maximální možný rozestup pilových zubů je 40 mm.

Elektromotor pro pohon brusného kotouče o průměru 150 mm je navržen o výkonu 500 W a o otáčkách  $2750 \text{ min}^{-1}$ . Automatické pohyby na stroji mají malé rozsahy, proto jsou navrženy pomocí vačkových mechanismů. Pro pohon vaček jsou navrženy šnekové převodovky s doporučenými motory od výrobce TOS Znojmo.



## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] 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.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] Brusky pro kotoučové pily. *StrojCAD* [online]. Praha: StrojCAD, 2012 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.strojcad.cz/cz/produkty/prislusenstvi/brusky-pil/pro-kotoucovove-pily>
- [4] OSTŘIČKA OSW-5AX. *KOEXIM: pilařské stroje* [online]. Havlíčkův Brod: KOEXIM [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.koexim.cz/12020/ostricka-osw-5ax/>
- [5] Grinding - Sawmill. *Mecoval Machining* [online]. VALENCIA: Mecoval [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.mecoval.com/en/product/13/semi-automatic-tct-circular-saws-grinding-machine/>
- [6] USEFUL INFORMATION: SAW BLADE TERMINOLOGY Tooth Shape. In: *Harrissawing* [online]. Johannesburg: HARRIS SAWING EQUIPMENT, 2017 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.harrissawing.com/useful-information/>
- [7] Nástroje na dřevo. In: *Pilana* [online]. Hulín: PILANA, 2017 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.pilana.cz/cz/ke-stazeni-pilove-kotouce-pasy-a-listy-na-rezani-dreva>
- [8] FWBG - přírubové uchycení tyčí. *Matis* [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/produkt/fwbg-prirubove-uchyceni-tyci-litina>
- [9] *TOS ZNOJMO* [online]. ZNOJMO: TOS ZNOJMO [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/index.htm>
- [10] HUMÁR, Anton. TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 3. část. In: Ust.fme.vutbr [online]. 2005 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci\\_a\\_nekonvencni\\_metody\\_obrabeni/TI\\_TO-3.cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/Dokoncovaci_a_nekonvencni_metody_obrabeni/TI_TO-3.cast.pdf)

- [11] VTN: Diamantové nástroje [online]. Praha: VTN - Servis, 2017 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.vtn.cz/>
- [12] Single-phase fl at motors. In: Opis [online]. BRNO: OPIS Engineering [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [http://www.opis.cz/soga/pdf/SG\\_SERIE\\_MR48\\_50\\_07.pdf](http://www.opis.cz/soga/pdf/SG_SERIE_MR48_50_07.pdf)
- [13] *HENNLICH* [online]. Litoměřice: HENNLICH, 2017 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/hennlich.html>
- [14] Classic Line: Single-Stroke Solenoids for Industrial Applications. In: KENDRION [online]. Utrechtseweg: KENDRION, 2017 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.kendrion.com/attachment/IMS/ims-Kendrion-Classic-Line-linear-solenoids-en.pdf>
- [15] Katalog - Kuličková pouzdra a vodící tyče. In: *HIWIN* [online]. Brno: HIWIN [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kul-pouzdra-a-vodici-tyce/kulickova-pouzdra/73\\_kompaktni-pouzdro-ubm-a-jbm-a](http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kul-pouzdra-a-vodici-tyce/kulickova-pouzdra/73_kompaktni-pouzdro-ubm-a-jbm-a)
- [16] ČSN 11600 – konstrukční ocel. In: *Czferrosteel* [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, 2011 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11600.pdf>
- [17] Tozní pružiny: Vyhledávání. *Vanel* [online]. Lyon: Vanel Luxemburk [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.vanel.com/torsion-simple-search.php?lang=czech&sessionid=1887517214590438eed874e678026755346746000462454#results>
- [18] Průmyslové tlumiče rázů. In: *Bibus* [online]. Brno: BIBUS [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [https://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/katalogy/ACE/2015\\_aktualni\\_katalogy/ACE-Katalog\\_2012\\_CZ\\_rev\\_2015.pdf](https://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/katalogy/ACE/2015_aktualni_katalogy/ACE-Katalog_2012_CZ_rev_2015.pdf)
- [19] Přesné vodící tyče. *EXVALOS LOŽISKA A PŘÍSLUŠENSTVÍ* [online]. Lanškroun: EXVALOS [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/presne-vodici-tyce/>



## 9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### Seznam obrázků

- Obr. 1) Bruska BUH 800/1200K od firmy STROJCAD
- Obr. 2) Bruska OSW-5AX
- Obr. 3) Pracovní prostor brusky OEP-S
- Obr. 4) Geometrie pilových zubů a části pilového kotouče
- Obr. 5) NEG - negativní úhle čela, POS – pozitivní úhle čela
- Obr. 6) Ukázka nejčastěji používané geometrie pilových kotoučů
- Obr. 7) Varianta1
- Obr. 8) Návrh 1. Detail broušení čela
- Obr. 9) Varianta 1 a) Konfigurace pro broušení hřbetu, b) Detail místa broušení
- Obr. 10) Návrh 2 Konfigurace pro broušení čela
- Obr. 11) Detail broušení čela
- Obr. 12) Varianta 2, a) Konfigurace stroje pro broušení hřbetu, b) detail broušení
- Obr. 13) Varianta 3 Konfigurace čelní broušení
- Obr. 14) Varianta 3. Detail broušení úhlu čela
- Obr. 15) Varianta 3. a) Konfigurace broušení uhlu hřbetu, b) Detail broušení hřbetu
- Obr. 16) Celkový náhled na konstrukci bez oplechování
- Obr. 17) Celkový náhled na základní rám
- Obr. 18) Konstrukční prvky na konstrukci a) Upevnění horní části ramene, b) upevnění šnekové převodovky
- Obr. 19) Nosná konstrukce pro pohyblivé rameno a výkyvné rameno, a) Popis dílu pohled zezadu, b) obráběné plochy na součásti pohled ze předu
- Obr. 20) Konstrukce otočného ramene pohled ze předu
- Obr. 21) Obráběné plochy pohled ze zadu
- Obr. 22) Polohovací konstrukce pro nastavení polohy broušícího kotouče
- Obr. 23) Uložení horizontální pohyb
- Obr. 24) Pohyblivé rameno nastavení simulace a) Nastavené zatížení, b) uchycení ramene
- Obr. 25) Nastavení uchycení a zatěžujících sil
- Obr. 26) Výsledné posunutí na vodící tyči, a) celkové posunutí, b) posunutí ve směru osy x
- Obr. 27) Vačkový mechanismus
- Obr. 28) Uložení šnekové převodovky
- Obr. 29) VVU hřídele a poloha ložisek
- Obr. 30) Nastavení uchycení a zatížení

- Obr. 31) Posunutí na ose y
- Obr. 32) Vertikální rameno upevnění
- Obr. 33) Brusný kotouč 4ET9
- Obr. 34) Brusný kotouč 12R4
- Obr. 35) Motor SOGA MR 48
- Obr. 36) Otočné rameno s jednotlivými částmi
- Obr. 37) Platforma pro upevnění pilového kotouče
- Obr. 38) Upínací čep pro pilový kotouč, minimální průměr mezi kruhové plochy
- Obr. 39) Detail přitlačný mechanismus
- Obr. 40) Mechanismus doraz
- Obr. 41) Mechanismus pro posuvný prst
- Obr. 42) Výkyvná páka pohled ze zadu
- Obr. 43) Opláštění stroje
- Obr. 44) Umístění ochranného krytu
- Obr. 45) Uchycení pilového kotouče zobrazeno v řezu

#### Seznam tabulek

- Tab 1) Technické parametry brusky BUH 800/1200K
- Tab 2) Technické parametry brusky OSW-5AX
- Tab 3) Technické specifikace brusky OEP-S
- Tab 4) Výsledné hodnoty sil v uchycení
- Tab 5) Parametry použité převodovky
- Tab 6) Parametry navrženého motoru pro pohon vačky
- Tab 7) Řezné podmínky při broušení
- Tab 8) Parametry motoru pro pohon brusného kotouče
- Tab 9) Parametry šnekové převodovky
- Tab 10) Parametry motoru

## 10 SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy na CD

- Bakalářská práce ve formátu pdf
- 3D Model ve formátu step
- Výkresy ve formátu pdf, čísla výkresů: B60-00-00, B60-03-00, B60-00-02



# PŘÍLOHY

Příloha 1 [7]

Druh pilového kotouče		Řezná rychlost $v_c$ [m/sec]	Rozměry												Na podélný a příčný řez												Formátovací				Předřezávací				Drážkovací				Do ručních strojů				pokosové pily				na hliník a plasty				Do ručních strojů			
			Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání		Podélné řezání		Příčné řezání													
Podniková norma	● Doporučené	○ Použitelné																																																				
<b>Obráběný materiál</b>			<b>Geometrie zuby</b>																																																			
Měkké dřevo			60 - 100																																																			
Tvrdé dřevo			60 - 100																																																			
Dýhy			50 - 85																																																			
Latovky, překližky			50 - 85																																																			
Lisovaná dřeva			60 - 100																																																			
Měkké dřevotřískové desky			60 - 100																																																			
MDF desky			50 - 80																																																			
Tvrdé dřevotřískové desky			50 - 80																																																			
Dřevotřískové desky			50 - 80																																																			
Podýhované dřevotřískové desky			50 - 80																																																			
Dřevotřískové desky povrchově upravené PVC folií			60 - 80																																																			
Dřevotřískové desky povrchově upravené melaminovou folií			60 - 80																																																			
Agglomerované materiály pojené cementem			30 - 70																																																			
Sádkartonové desky			40 - 65																																																			
Pěnosilikátové stavební materiály			40 - 60																																																			
Sendvičové materiály, plexiskla			20 - 70																																																			
Vrstvené desky z papíru a textilu			45 - 70																																																			
Plasty			20 - 60																																																			
Tvrdá pryž			5 - 15																																																			
Hliníkové profily a neželezné kovy			30 - 70																																																			

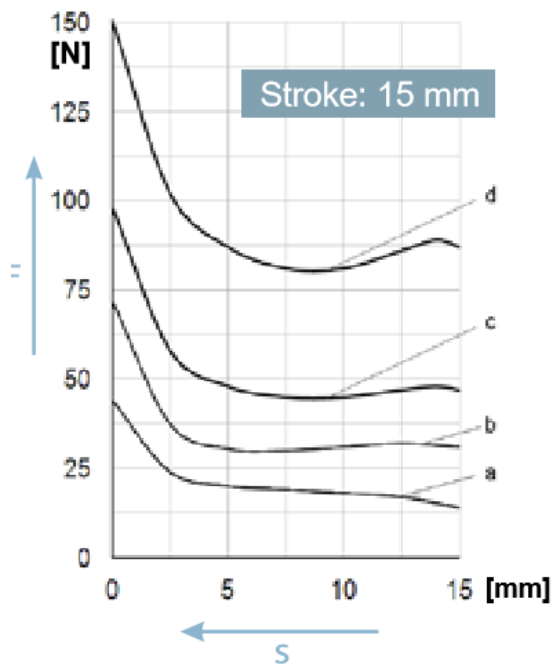
Příloha 2 [1]

povrch dokončený	součinitel $a$		exponent $b$
	$R_m$ (MPa)	$R_m$ (kpsi)	
broušením	1,58	1,34	-0,085
obráběním nebo tažením za studena	4,51	2,70	-0,265
válcováním za tepla	57,7	14,4	-0,718
kováním	272,0	39,9	-0,995

Příloha 3 [1]

spolehlivost (%)	normovaná náhodná veličina $z$	součinitel spolehlivosti $k_e$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,999 9	4,753	0,620

Příloha 4 [14]



**Přednost tlumiče ACE vůči ostatním tlumicím jednotkám spočívá v jeho lineárním tlumení. Pro přibližně 90 % aplikací lze určit výpočtem vhodný typ tlumiče, pokud známe 5 následujících základních veličin:**

**Použité klíčové symboly**

$W_1$	kinetická energie za 1 cyklus	Nm	<sup>3</sup> ST	moment setrvačnosti motoru (zvratu) (běžně 2,5)	1 až 3
$W_2$	energie od hnací síly za 1 cyklus	Nm	<b>M</b>	hnací krouticí moment	Nm
$W_3$	celková energie za cyklus ( $W_1 + W_2$ )	Nm	<b>I</b>	moment setrvačnosti	kgm <sup>2</sup>
<sup>1</sup> $W_4$	celková energie za hodinu ( $W_3 \cdot c$ )	Nm/hr	<b>g</b>	gravitační zrychlení = 9,81	m/s <sup>2</sup>
$m_e$	efektivní (náhradní) hmotnost	kg	<b>h</b>	výška volného pádu bez zdvihu tlumiče	m
$m$	hmotnost tělesa	kg	<b>s</b>	zdvih tlumiče	m
$n$	počet tlumičů (působících zároveň)		<b>L/R/r</b>	poloměr	m
<sup>2</sup> $v$	výsledná rychlost tělesa při dopadu	m/s	<b>Q</b>	reakční síla	N
<sup>2</sup> $v_D$	dopadová rychlost	m/s	$\mu$	koeficient tření	
$\omega$	úhlová rychlost při dopadu	rad/s	<b>t</b>	brzdný čas	s
<b>F</b>	hnací síla	N	<b>a</b>	zpomalení	m/s <sup>2</sup>
<b>c</b>	počet cyklů za hodinu	1/hr	$\alpha$	úhel dopadu (bočního zatížení)	°
<b>P</b>	výkon motoru	kW	$\beta$	úhel nakloněné roviny	°

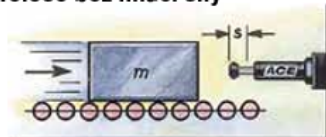
<sup>1</sup> Veškeré hodnoty  $W_4$  uvedené ve výkonostních tabulkách, platí pro pokojovou teplotu. Při vyšších teplotách se hodnoty snižují.

<sup>2</sup>  $v$  nebo  $v_D$  je rychlost nárazu tělesa na tlumič. Při zrychleném pohybu je proto nutné zvýšit průměrnou rychlost pohybu o 50-100 %. Zohledněte, prosím, při výpočtu kinetické energie.

<sup>3</sup> ST  $\triangleq$  poměr počátečního a jmenovitého krouticího momentu motoru (v závislosti na konstrukci)

**Ve všech následujících případech se při výběru tlumiče dle výkonostní tabulky vychází z hodnot  $W_3$ ,  $W_4$ ,  $m_e$  a požadovaného zdvihu ( $s$ ).**

**1 Těleso bez hnací síly**



**Vzorce**

$$\begin{aligned} W_1 &= m \cdot v^2 \cdot 0,5 \\ W_2 &= 0 \\ W_3 &= W_1 + W_2 \\ W_4 &= W_3 \cdot c \\ v_D &= v \\ m_e &= m \end{aligned}$$

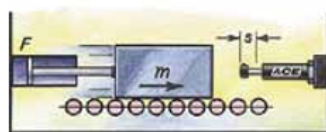
**Příklad**

$$\begin{aligned} m &= 100 \text{ kg} \\ v &= 1,5 \text{ m/s} \\ c &= 500 \text{ /hr} \\ s &= 0,050 \text{ m (vybráno)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_1 &= 100 \cdot 1,5^2 \cdot 0,5 &= & 113 \text{ Nm} \\ W_2 &= 0 &= & 0 \\ W_3 &= 113 + 0 &= & 113 \text{ Nm} \\ W_4 &= 113 \cdot 500 &= & 56500 \text{ Nm/hr} \\ m_e &= m &= & 100 \text{ kg} \end{aligned}$$

**Výběr z výkonostní tabulky:**  
Model MC3350EUM-2 samokompenzační

**2 Těleso s hnací silou**



**Vzorce**

$$\begin{aligned} W_1 &= m \cdot v^2 \cdot 0,5 \\ W_2 &= F \cdot s \\ W_3 &= W_1 + W_2 \\ W_4 &= W_3 \cdot c \\ v_D &= v \\ m_e &= \frac{2 \cdot W_3}{v_D^2} \\ W_2 &= (F - m \cdot g) \cdot s \\ W_2 &= (F + m \cdot g) \cdot s \end{aligned}$$

**Příklad**

$$\begin{aligned} m &= 36 \text{ kg} \\ v &= 1,5 \text{ m/s} \\ F &= 400 \text{ N} \\ c &= 1000 \text{ /hr} \\ s &= 0,025 \text{ m (vybráno)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_1 &= 36 \cdot 1,5^2 \cdot 0,5 &= & 41 \text{ Nm} \\ W_2 &= 400 \cdot 0,025 &= & 10 \text{ Nm} \\ W_3 &= 41 + 10 &= & 51 \text{ Nm} \\ W_4 &= 51 \cdot 1000 &= & 51000 \text{ Nm/hr} \\ m_e &= \frac{2 \cdot 51}{1,5^2} &= & 45 \text{ kg} \end{aligned}$$

**Výběr z výkonostní tabulky:**  
Model MC600EUM samokompenzační  
<sup>1</sup>  $v$  je konečná rychlost nárazu tělesa na tlumič: u pneumatických hnacích systémů je proto nutné zvýšit průměrnou rychlost pohybu o 50-100 %.

2.1 při vertikálním pohybu vzhůru →  
2.2 při vertikálním pohybu dolů →

## Příloha 6 [15]

# Kuličková pouzdra

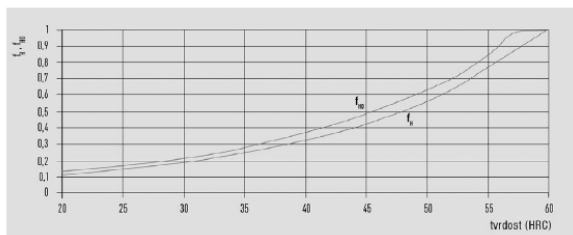
## Všeobecné informace

### 1.6.1 Provozní faktory

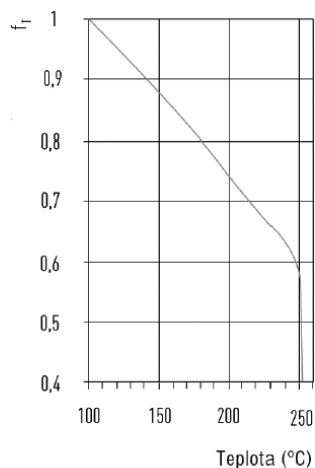
- Faktor kontaktu  $f_c$   
Jsou-li dvě nebo více kuličková pouzdra na jedné tyči, je životnost faktorem kontaktu ovlivněna.

Počet pouzder na jedné tyči	$f_c$
1	1,00
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61

- Faktor tvrdosti  $f_H$   
Pokud se používá vodící tyč o menší tvrdosti než 60 HRC (670 HV), je životnost faktorem tvrdosti ovlivněna.



- Faktor teploty  $f_T$   
Pokud pracuje pouzdro v prostředí o teplotě vyšší jak 100°C, tak se musí přihlížet k faktoru teploty. Je-li teplota prostředí vyšší než 130°C, konzultujte prosím použití s našimi techniky.



- Faktor zatížení  $f_l$   
Na životnost pouzdra má vliv i způsob namáhání a zároveň i velikost pojezdové rychlosti.

Typ zatížení	Pojezdová rychlost	$f_l$
žádné rázy a vibrace	$V < 15$ m/min	1,0 - 1,5
malé rázy a vibrace	$15$ m/min $< V < 60$ m/min	1,5 - 2,0
s rázy a vibracemi	$V > 60$ m/min	2,0 - 3,5

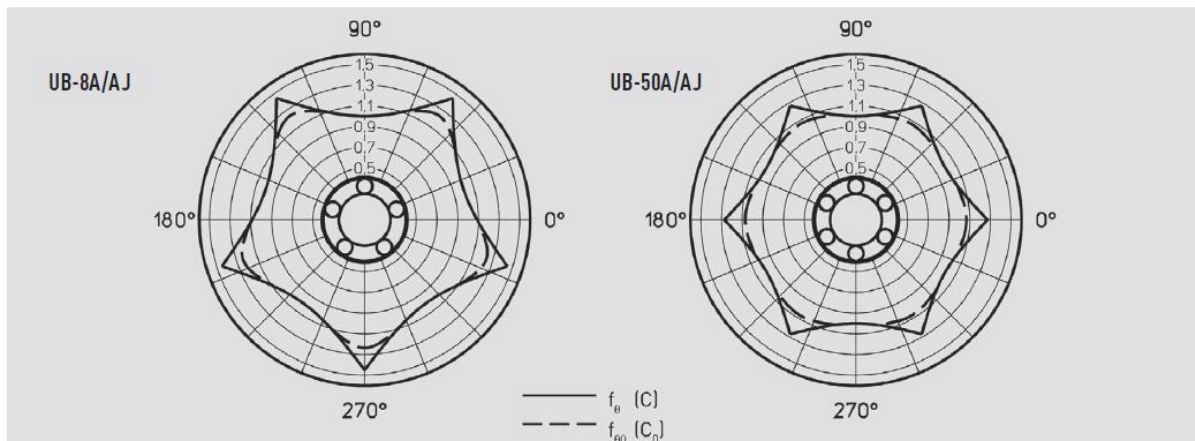
- Faktor směru zatížení  $f_{e0}, f_{e0}$   
Skutečná únosnost kul. pouzdra závisí také na poloze působící zatěžující síly ke kuličkovým drahám. Nejnižší únosnost je tehdy, působí-li síla přímo na dráhu kuliček. Maximální je tehdy, když působí mezi dráhami kuliček. Faktor směru zatížením lze odečíst z jednotlivých diagramů.



Příloha 7 [15]

## Kuličková pouzdra

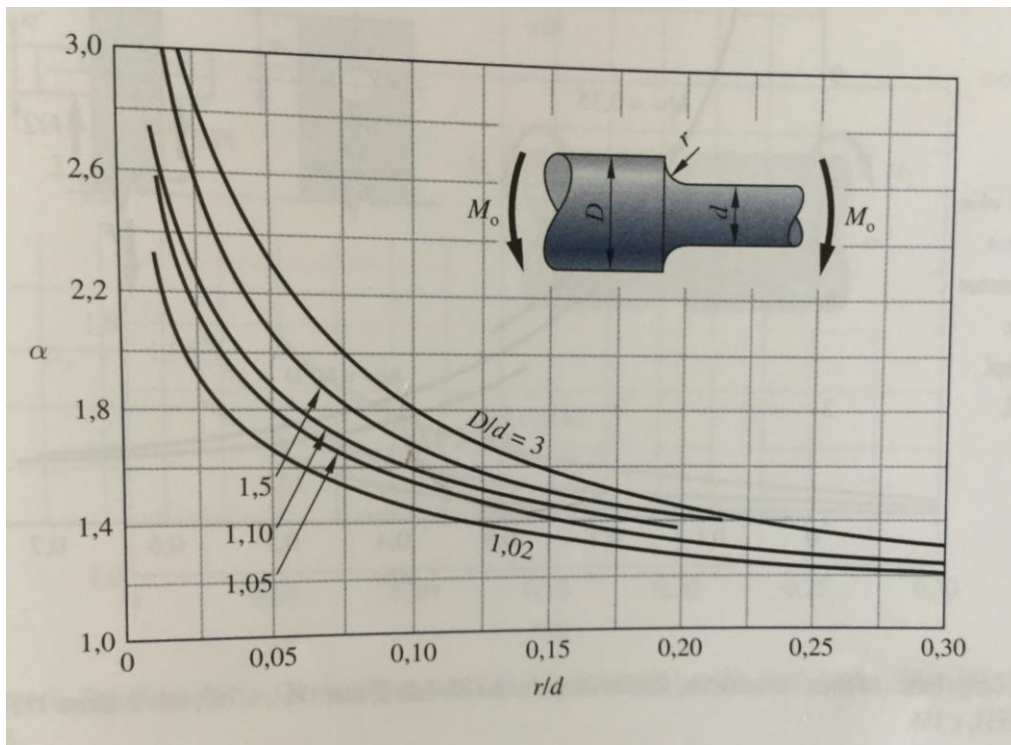
### Všeobecné informace



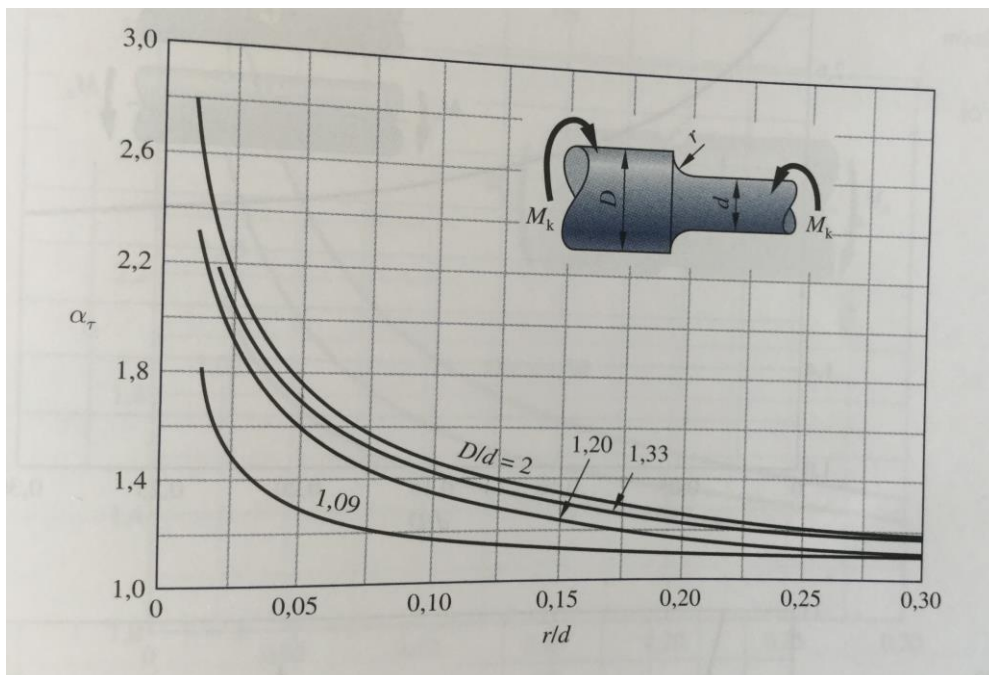
Příloha 8 [1] **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

druh stroje	trvanlivost $L_D$ (h)
zařízení pro domácnost, zemědělské stroje, přístroje, technická zařízení pro lékařské účely	300–3 000
stroje pro krátkodobý nebo přerušovaný provoz: elektrické ruční nářadí, dílenské kladkostroje, stavební stroje a zařízení	3 000–8 000
stroje s vysokou provozní spolehlivostí pro krátkodobý nebo přerušovaný provoz: výtahy, jeřáby pro balené zboží nebo svázané sudy, atd.	8 000–12 000
stroje pro osmihodinový denní provoz, které však nejsou vždy plně využívány: ozubené převody pro všeobecné použití, elektromotory pro průmyslové použití, drtiče	10 000–25 000
stroje pro osmihodinový denní provoz, které jsou plně využívány: obráběcí stroje, dřevoobráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství, jeřáby pro sypké materiály, ventilátory, pásové dopravníky, polygrafická zařízení, separátory a odstředivky	20 000–30 000
stroje pro nepřetržitý provoz: převodovky válcovacích stolic, středně velké elektromotory, kompresory, důlní výtahy, čerpadla, textilní stroje	40 000–50 000
vybavení větrných elektráren – hlavní hřídel, otoč, převodovka, ložiska generátoru	30 000–100 000
vodárenské stroje, rotační pece, slaňovací stroje, převodová ústrojí zaoceánských lodí	60 000–100 000
velké elektromotory, elektrárenská zařízení, důlní čerpadla, důlní ventilátory, ložiska hlavních hřídelí zaoceánských lodí	>100 000

Příloha 9 [1]



Příloha 10 [1]



Příloha 11 [1]

základní hodnota tlaku $p_0$ (MPa) pro náboj						
ocel, ocel na odlitky	šedá litina	temperovaná litina	bronz, mosaz	slitina AlCuMg, vytvrzená	slitina AlMg, AlMn, AlMgS, vytvrzená	slévárenská slitina AlSiMg
150 <sup>a</sup>	90	110	50	100	90	70

<sup>a</sup> Pro tvrdené boky drážky je  $p_0 = 200$  MPa.

dovolený tlak na bocích drážek v náboji $p_0$ zátížení	drážkové klíny a polygonové spoje		těsná pera a drážkové spoje
	jednosměrné, klidné	1,1 $p_0$	
jednosměrné, malé rázy	1,0 $p_0$		0,7 $p_0$
jednosměrné, velké rázy	0,75 $p_0$		0,6 $p_0$
střídavé, malé rázy	0,6 $p_0$		0,45 $p_0$
střídavé, velké rázy	0,45 $p_0$		0,25 $p_0$

Příloha 12 [1]

průměr hřídele		rozměry pera		hloubka drážky pro pero		délka pera <sup>b</sup>
od	do	šířka	výška	v hřídeli	v náboji	$l$
$D$		$b$	$h$	$t$	$t_1$	
6	8	2	2	1,1	0,9	8–20
8	10	3	3	1,7	1,3	8–36
10	12	4	4	2,4	1,6	10–45
12	17	5	5	2,9	2,1	12–56
17	22	6	6	3,5	2,5	16–70
22	30	8	7	4,1	2,9	20–90
30	38	10	8	4,7	3,3	25–110
38	44	12	8	4,9	3,1	35–110
44	50	14	9	5,5	3,5	40–140
50	58	16	10	6,2	3,8	45–180
58	65	18	11	6,8	4,2	50–200
65	75	20	12	7,4	4,6	56–220
75	85	22	14	8,5	5,3	63–250
85	95	25	14	8,7	5,5	70–280
95	110	28	16	9,9	6,1	80–315

<sup>a</sup> Pera se vyrábějí z materiálu 1.0060 (11 600).  
<sup>b</sup> Délky: 8 ... (po 2) ... 22, 25, 28 ... (po 4) ... 40, 45, 50, 63, 70 ... (po 10) ... 110, 125, 140, ... (po 20) ... 220, 250, 280, 315, 355, 400 mm.