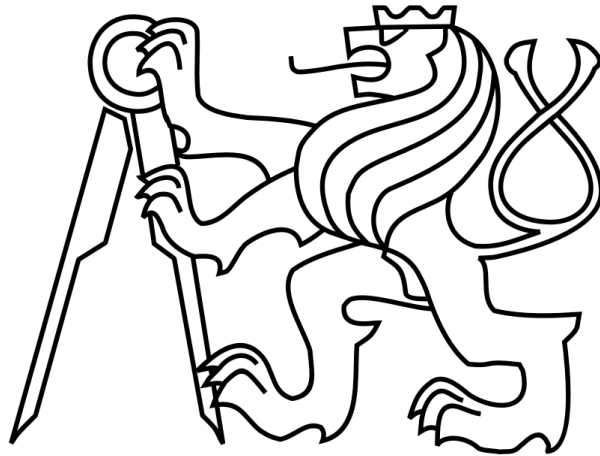


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Bakalářská práce

Návrh jednoosé frézovací hlavy s elektrovřetenem

2017

Tomáš Horák

### Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 6. 7. 2017

.....

podpis

### **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, panu Ing. Miroslavu Ondráčkovi Ph. D., za cenné připomínky a ochotné vedení při tvorbě bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu během studia.

**Anotace**

Autor:	Tomáš Horák
Název BP:	Návrh jednoosé frézovací hlavy s elektrovřetenem
Rozsah práce:	70 str., 30 obr., 8 tab.
Školní rok vyhotovení:	2017
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Miroslav Ondráček Ph. D.
Konzultant:	Ing. Jiří Sova
Zadavatel:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Využití:	Příslušenství frézek a obráběcích center pro dokončovací i hrubovací operace.
Klíčová slova:	frézovací hlava, pohon, osa, brzda, uložení, elektrovřetenem, krouticí moment, řezná síla, vlnová (harmonická) převodovka, servomotor
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem několika variant jednoosé frézovací hlavy s elektrovřetenem a konstrukcí jedné z nich. Konstrukce se soustřeďuje na návrh pohonu, brzdy a uložení osy A.

## Annotation

Author:	Tomáš Horák
Title of bachelor dissertation:	Design single-axis milling head with electrospindle
Extent:	70 p., 30 fig., 8 tab.
Academic year:	2017
University:	CTU - Faculty of Mechanical Engineering
Department:	PME - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Miroslav Ondráček, Ph. D.
Consultant:	Ing. Jiří Sova
Submitter of the Theme:	CTU - Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Accessory of milling machines and machining centers used for roughing and finishing operations.
Key words:	milling head, drive, axis, brake, housing, electrospindle, torque, cutting force, harmonic drive, servo-motor
Annotation:	Bachelor thesis deals with drafting of several one-axis milling head variants equipped with electrospindle and designing one of the variants. Designing is focused on drive, brake and housing of the A-axis.

# Obsah

1	Úvod .....	15
2	Cíl práce.....	16
3	Stav řešené problematiky .....	17
3.1	Zásady konstrukce .....	17
3.2	Typy konstrukce frézovacích hlav .....	18
3.3	Technologie pohonu osy A.....	20
3.3.1	Pohon prstencovým motorem.....	21
3.3.2	Pohon Master-Slave.....	22
3.3.3	Šnekový pohon .....	23
3.3.4	Vlnová (harmonická) převodovka .....	25
3.3.5	Řemenový převod .....	28
3.4	Brzda osy A.....	29
3.5	Způsoby uložení osy A.....	29
3.6	Elektrovřeteno .....	31
4	Varianty řešení .....	33
4.1	Varianta č.1: Ozubený převod s dvěma servomotory Master-Slave.....	33
4.2	Varianta č.2: Šnekové soukolí .....	34
4.3	Varianta č.3: Vlnová (harmonická) převodovka a řemenový převod .....	35
4.4	Varianta č.4: Prstencový motor .....	36
4.5	Vyhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodné varianty.....	37
5	Konstrukce vybrané varianty .....	39
5.1	Konstrukční řešení pohonu osy A.....	40
5.2	Konstrukční řešení brzdy.....	41
5.3	Konstrukční řešení uložení osy A .....	43
5.4	Konstrukční řešení rozvodu médií .....	44
6	Výpočtová část.....	46

6.1	Návrh řezných podmínek .....	46
6.2	Výpočet řezných sil, výkonů, otáček a momentů (hrubování) .....	46
6.2.1	Ocel 11523.....	46
6.2.2	Dural .....	48
6.2.3	Tabulka výsledků .....	49
6.3	Výběr vhodného elektrovřetena.....	49
6.4	Výpočet parametrů a výběr vlnové převodovky .....	51
6.4.1	Vstupní hodnoty .....	51
6.4.2	Výpočet krouticích momentů a otáček.....	52
6.4.3	Výběr vhodné převodovky.....	54
6.5	Výběr vhodného řemenového převodu.....	55
6.6	Výpočet parametrů a výběr vhodného servomotoru .....	55
6.6.1	Výpočet krouticího momentu a otáček.....	56
6.6.2	Výběr vhodného servomotoru .....	56
6.7	Návrh a konstrukce brzdy.....	56
6.7.1	Návrh brzdného kotouče a brzdného tlaku .....	57
6.7.2	Návrh nouzového brzdění .....	57
6.8	Návrh a výpočet uložení osy A.....	59
6.9	Návrh a výpočet uložení vstupního hřídele převodovky.....	61
7	Závěr.....	63
8	Seznamy .....	65
8.1	Seznam použité literatury.....	65
8.2	Seznam obrázků a tabulek.....	67
8.2.1	Seznam obrázků .....	67
8.2.2	Seznam tabulek .....	68
8.3	Seznamy příloh .....	68
8.3.1	Seznam textových příloh.....	68
8.3.2	Seznam elektronických příloh.....	68

8.3.3	Seznam výkresové dokumentace.....	70
-------	-----------------------------------	----



## Přehled použitých veličin a jednotek

$A_{Di}$	[mm <sup>2</sup> ]	jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub
$a_{lo}$	[mm]	vzdálenost kosoúhlého styku od kraje ložiska
$a_p$	[mm]	hloubka řezu
$B_A$	[mm]	šířka ložiska A
$B_B$	[mm]	šířka ložiska B
$B_{lo}$	[mm]	šířka ložisek uložení osy A
$B_M$	[mm]	šířka servomotoru
$b_D$	[mm]	jmenovitá šířka třísky
$C_A$	[N]	dynamická únosnost ložiska A
$C_B$	[N]	dynamická únosnost ložiska B
$C_{lo}$	[kN]	základní dynamická únosnost ložisek uložení osy A
$D$	[mm]	průměr frézy
$D_A$	[mm]	vnější průměr ložiska A
$D_B$	[mm]	vnější průměr ložiska B
$D_{BK}$	[mm]	průměr brzdného kotouče
$D_{BP}$	[mm]	průměr brzdného pístu
$D_{BP1}$	[mm]	průměr spojovací části brzdného pístu
$D_{lo}$	[mm]	vnější průměr ložisek uložení osy A
$D_{pr}$	[mm]	vnější průměr talířové pružiny
$d_A$	[mm]	vnitřní průměr ložiska A
$d_B$	[mm]	vnitřní průměr ložiska B
$d_{el}$	[mm]	průměr elektrovřetena

$d_{lo}$	[mm]	vnitřní průměr ložisek uložení osy A
$d_{pr}$	[mm]	vnitřní průměr talířové pružiny
$e_{lo}$	[-]	výpočtový součinitel ložisek uložení osy A
$F_A$	[N]	síla působící v ložisku A
$F_{a1}$	[N]	axiální síla působící na ložisko 1 uložení osy A
$F_{a2}$	[N]	axiální síla působící na ložisko 2 uložení osy A
$F_B$	[N]	síla působící v ložisku B
$F_{Br}$	[N]	brzdná síla
$F_c$	[N]	řezná síla
$F_{cmax}$	[N]	maximální řezná síla
$F_{cmax}'$	[N]	maximální řezná síla polodokončování
$F_{Pmax}$	[N]	maximální brzdná síla talířových pružin
$F_{Pmin}$	[N]	minimální brzdná síla talířových pružin
$F_r$	[N]	radiální síla působící na ložiska uložení osy A
$F_{\bar{r}}$	[N]	síla napínající řemen
$f_B$	[-]	součinitel tření
$f_z$	[mm]	posuv na zub
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$h_D$	[mm]	jmenovitá tloušťka třísky
$I_A$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti osy A
$I_{HD}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti výstupu harmonické převodovky
$l_{opr}$	[mm]	volná výška nezatížené pružiny
$I_1$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti vřetena

$I_2$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti úložné části vřetena
$I_3$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti součástí s osou otáčení A
$i_f$	[-]	převodový poměr řemenice
$k_B$	[-]	bezpečnostní koeficient brzdy
$k_c$	[MPa]	měrná řezná síla
$k_{c1}$	[MPa]	koeficient materiálu
$L_h$	[h]	životnost harmonické převodovky a ložisek
$L_n$	[h]	jmenovitá životnost harmonické převodovky
$l_{el}$	[mm]	délka elektrovřetena
$l_1$	[mm]	vzdálenost ložiska 1 osy A a osy vřetena
$l_2$	[mm]	vzdálenost ložiska 2 osy A a osy vřetena
$l_3$	[mm]	vzdálenost ložisek A a B na vstupním hřídeli převodovky
$l_4$	[mm]	vzdálenost ložiska B a řemenice
$M_B$	[Nm]	brzdový moment
$M_C'$	[Nm]	moment vyvolaný řeznou silou polodokončování
$M_{DYN}$	[Nm]	dynamický moment
$M_G$	[Nm]	maximální moment vyvolaný tíhovou silou
$M_{Kc}$	[Nm]	kroucí moment vyvolaný řeznou silou
$M_{Kcmax}$	[Nm]	maximální kroucí moment vyvolaný řeznou silou
$M_{Kel}$	[Nm]	kroucí moment elektrovřetena
$M_M$	[Nm]	rozběhový kroucí moment servomotoru
$M_{Mn}$	[Nm]	jmenovitý kroucí moment servomotoru
$M_{Mav}$	[Nm]	průměrný kroucí moment servomotoru

$M_{M0}$	[Nm]	klidový moment servomotoru
$M_{M0max}$	[Nm]	maximální moment servomotoru
$m_c$	[-]	koeficient materiálu
$m_1$	[kg]	hmotnost vřetena
$m_2$	[kg]	hmotnost úložné části vřetene
$N_{av}$	[min <sup>-1</sup> ]	průměrné otáčky osy A
$N_{BP}$	[-]	počet brzdných pístů
$N_r$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité vstupní otáčky
$n_{av}$	[min <sup>-1</sup> ]	limitní průměrné vstupní otáčky harmonické převodovky
$n_{A3min}$	[°/s]	minimální rychlost rotace osy A
$n_c$	[min <sup>-1</sup> ]	řezné otáčky
$n_{cmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální řezné otáčky
$n_{el}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky elektrovřetena
$n_{elmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální otáčky elektrovřetena
$n_M$	[min <sup>-1</sup> ]	minimální provozní otáčky servomotoru
$n_{Mn}$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky servomotoru
$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální vstupní otáčky harmonické převodovky
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	rozběhové otáčky osy A
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	operační otáčky osy A
$n_3$	[min <sup>-1</sup> ]	doběhové otáčky osy A
$n_4$	[min <sup>-1</sup> ]	klidové otáčky osy A
$o$	[mm]	vzdálenost osy otáčení A a celkového těžiště
$o_1$	[mm]	vzdálenost osy otáčení A a těžiště vřetena

$o_2$	[mm]	vzdálenost osy otáčení A a těžiště úložné části vřetena
$P_c$	[W]	řezný výkon
$P_{cmax}$	[W]	maximální řezný výkon
$P_{el}$	[kW]	výkon elektrovřetena
$P_{lo}$	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložisek uložení osy A
$P_M$	[W]	výkon servomotoru
$P_{Mn}$	[kW]	jmenovitý výkon servomotoru
$p_B$	[bar]	tlak brzdného oleje
$R$	[-]	převodový poměr harmonické převodovky
$r$	[mm]	rameno řezné síly
$T_{av}$	[Nm]	průměrný krouticí moment harmonické převodovky
$T_{max}$	[Nm]	maximální kolizní moment harmonické převodovky
$T_r$	[Nm]	jmenovitý moment harmonické převodovky
$T_{rmax}$	[Nm]	maximální opakovaný moment harmonické převodovky
$T_1$	[Nm]	rozběhový moment osy A
$T_2$	[Nm]	operační moment osy A
$T_3$	[Nm]	doběhový moment osy A
$T_4$	[Nm]	klidový moment osy A
$t_{pr}$	[mm]	tloušťka materiálu talířové pružiny
$t_1$	[s]	doba rozběhu
$t_2$	[s]	doba operace
$t_3$	[s]	doba doběhu
$t_4$	[s]	klidový čas

$v_c$	[m/min]	řezná rychlost
$X_{2l_0}$	[-]	výpočtový součinitel ložisek uložení osy A
$Y_{2l_0}$	[-]	výpočtový součinitel ložisek uložení osy A
$z$	[-]	počet zubů frézy
$z_z$	[-]	počet zubů frézy v záběru
$\alpha$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení osy A při akceleraci
$\eta_{HD}$	[-]	účinnost harmonické převodovky
$\eta_f$	[-]	účinnost řemenice
$\kappa_r$	[-]	úhel hlavního ostří
$\phi$	[-]	úhel posuvného pohybu
$\varphi$	[-]	úhel záběru

# 1 Úvod

Z důvodu uplatnění stavebnicového systému konstrukce obráběcích strojů a z důvodu rozmachu užívání CNC technologií bývají současné frézky a obráběcí centra vybavena systémem výměnných frézovacích hlav, využívaných podle aktuálně používané technologie na obrobku. Pro větší variabilitu bývají tyto hlavy vybavovány namísto vřeteny, poháněnými ozubenými převody, elektrovřeteny, díky kterým lze snadno upravit řezný výkon výměnou vřetena a použitím elektrovřeten snižuje zástavbové rozměry frézovací hlavy. Jednoosá frézovací hlava v obráběcím centru umožňuje obrábět ve čtyřech osách a přidáním další osy hlavy nebo vybavením obráběcího centra otočným stolem lze docílit pětiosého obrábění. Požadavky kladené na konstrukci frézovací hlavy jsou tedy nízká hmotnost a kompaktní velikost. Hlavně je však potřeba zajistit vysokou výkonnost hlavy a přesnost obrábění touto hlavou a to především navržením dostatečně tuhého pohonu. Právě pohon os a vřetena (v tomto případě jedné osy) je nejdůležitější součástí konstrukce frézovací hlavy.

## 2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je návrh dvou variant jednoosé frézovací hlavy s elektrovřetenem a konstrukce jedné z nich.

Hlavním tématem práce je návrh a konstrukce pohonů, brzdy a uložení osy A při splnění požadavků zadání. Výstupem práce pak bude kromě textové části výkres sestavy vybrané varianty frézovací hlavy, kusovník a vybrané výrobní výkresy.

Postup bakalářské práce je následující:

1. Zpracovat rešerši: Průzkum řešené problematiky, nalezení vhodné literatury a průzkum trhu
2. Na základě získaných znalostí zvolit vhodnou variantu frézovací hlavy a navrhnout několik variant pohonů osy A. Varianty zhodnotit a zvolit vhodnou variantu pohonu.
3. Navrhnout typ brzdy a uložení frézovací hlavy.
4. Navrhnout vhodné řezné podmínky pro hrubování i dokončování oceli a duralu. Z těchto řezných podmínek spočítat řezné síly, výkony a otáčky.
5. Na základě těchto údajů vybrat vhodná elektrovřetena a zkonstruovat pohon, brzdu a uložení osy A.
6. Konstruovat frézovací hlavu
7. Vytvořit výkresovou dokumentaci
8. Sepsat závěr



## 3 Stav řešené problematiky

### 3.1 Zásady konstrukce

Požadavky kladené na konstrukci obráběcí hlavy (a obráběcích strojů všeobecně) se z technicko-ekonomického hlediska soustřeďují především na výkonnost obráběcího stroje a pracovní přesnost. S rostoucími požadavky na přesnost rozměrů, tvaru a vzájemných poloh a kvalitu povrchu obrobených ploch roste požadavek na pracovní přesnost a kvalitu práce obráběcích strojů. Pro vysokou pracovní přesnost je tedy potřeba zajistit vysokou tuhost určitých částí a uzlů frézovací hlavy, vysokou kvalitu jejich zpracování, kvalitu montáže a vhodnou volbu materiálu.

Ke snížení pracovní přesnosti může také přispívat změna teploty. Velké změny teploty, vzniklé v obráběcím stroji hlavně vlivem řezného procesu a pasivních odporů v poháněcích mechanismech, způsobují deformace, které jsou problematické hlavně v oblasti převodových mechanismů a vřeten. V konstrukci frézovací hlavy je tedy potřeba kromě dostatečného mazání umísťovat ložiska, brzdy, třecí spojky a další zdroje tepla mimo tyto oblasti, případně je od nich tepelně izolovat.

Důležitým prvkem konstrukce frézovací hlavy je zajištění vysoké spolehlivosti (závisící opět na kvalitě materiálu), zpracování a montáži funkčních částí, konstrukce závisí také na spolehlivosti poháněcích a řídicích systémů, provozních podmínkách, atd. Se spolehlivostí stroje úzce souvisí jeho životnost, neboli trvanlivost.

V současnosti se výroba obráběcích strojů soustřeďuje na číslicově řízené stroje. Při konstrukci CNC obráběcích strojů dochází k vysokému využití servopohonů (dnes nejčastěji střídavých servomotorů) pro pohon vřeten a posuvů. Tyto servomotory musí být také dostatečně chlazeny vzduchem či vodou. Pro zvýšení hospodárnosti se zavádí adaptivní řízení, ke kterému jsou potřeba senzory monitorující stav obráběcího stroje. Velký zřetel je také kladen na zvýšení účinnosti stroje (tedy jeho převodových mechanismů), čehož je, kromě použití bezvůlových prvků, docíleno také potlačením nelineárních prvků vedení. Nepoužívají se tedy kluzná vedení.

Pro omezení kmitání a snížení krouticího momentu potřebného v pohonu osy frézovací hlavy je potřeba omezit hmotnost frézovací hlavy. Stejně tak je potřeba konstruovat s malými zástavbovými rozměry.

Nakonec je potřeba také co nejjednodušší konstrukce, jednoduchá obsluha, snadná montáž a demontáž, snadný přístup k jednotlivým částem hlavy a místům případných poruch, typizace částí hlavy, ochrana mechanismů stroje před poškozením důsledkem neopatrné obsluhy či jinými vlivy, ochrana před elektrickým proudem a také vzhlednost a design hlavy. [1], [2]

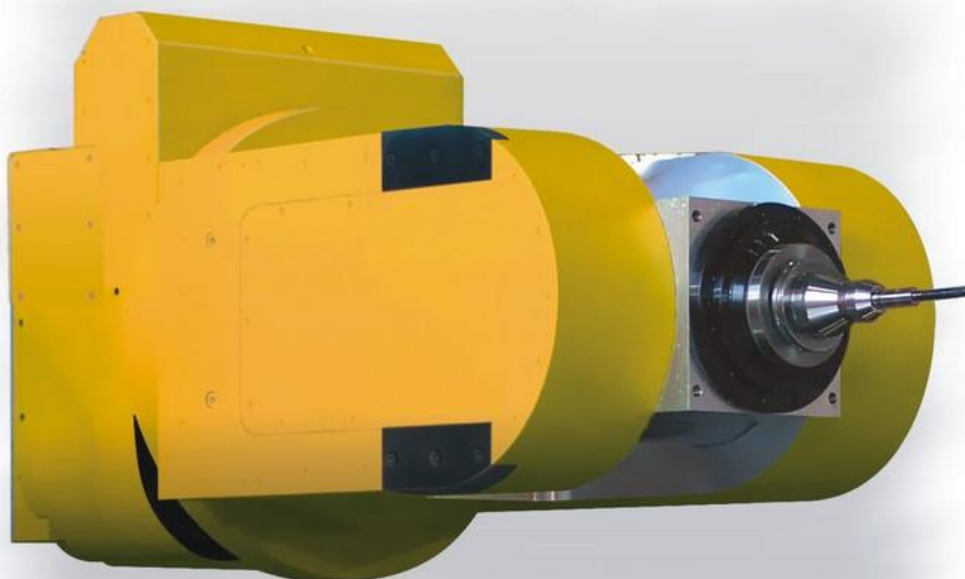
### 3.2 Typy konstrukce frézovacích hlav

Základní rozdělení konstrukce frézovacích hlav:

- univerzální frézovací hlava
- vidlicová frézovací hlava
- ortogonální/pravoúhlá frézovací hlava



Obrázek 1: Univerzální frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [3]



Obrázek 2: Vidlicová frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [4]



Obrázek 3: Ortogonální frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [5]

Ortogonalní frézovací hlava má jednoduchou konstrukci a je snadno rozebíratelná. Je však na místě předpoklad horšího přístupu k jednotlivým částem hlavy. Ortogonalní hlava je také kromě velkých zástavbových rozměrů nevhodně prostorově řešena a nemusí být při obrábění plně využita.

Nabízí se tedy konstrukce univerzální frézovací hlavy, která je lépe prostorově řešena a díky sklonu osy  $45^\circ$  nabízí pružné polohování. Konstrukce této hlavy je však příliš složitá a kvůli potřebě vedení médií po délce hlavy v malém prostoru nabízí omezené možnosti konstrukce osy A.

Vidlicová frézovací hlava má sice nevýhodu ve vřetenu více odděleném od zbytku hlavy, to však není problém pro hlavu vybavenou elektrovřetenem. Konstrukcí vidlicové hlavy lze docílit přehlednější konstrukce oddělením brzdy osy A od jejího pohonu a také snadnějšího přístupu k částem frézovací hlavy z obou stran. Po dohodě s vedoucím práce bylo tedy rozhodnuto, že konstruovaná frézovací hlava bude právě vidlicová.

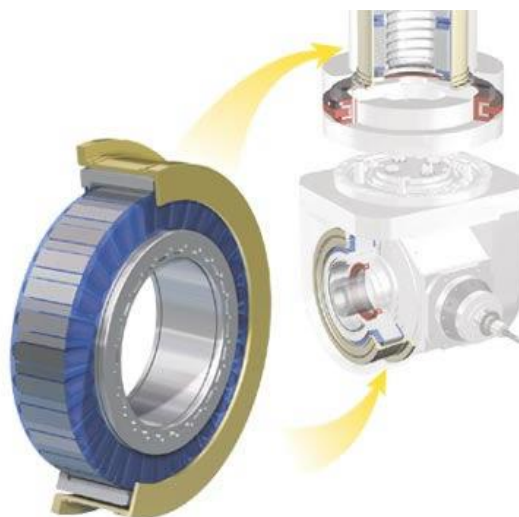
### 3.3 Technologie pohonu osy A

Pohon os je jedním z nejdůležitějších kritérií kvality frézovací hlavy. Pro realizaci rotačních pohybů se při stavbě obráběcích strojů v současnosti využívá elektromechanická soustava nebo náhon torzními vestavěnými servomotory. Kromě dělení rotačních soustav podle naháněné kinematické skupiny (nástroj nebo obrobek) a jiných způsobů dělení lze pohony klasifikovat podle konstrukčních řešení na: přímý náhon (servomotor se spojkou), náhon elektrovřetenem, pomocí torzních vestavěných servomotorů, dále pak vloženou převodovkou a nakonec pomocí řemene. Nejčastěji používané pohony os frézovacích hlav se kromě vysoké tuhosti soustřeďují na redukci velikosti a vysoké převodové poměry, způsoby náhonu splňující tyto předpoklady tedy jsou [6], [2]:

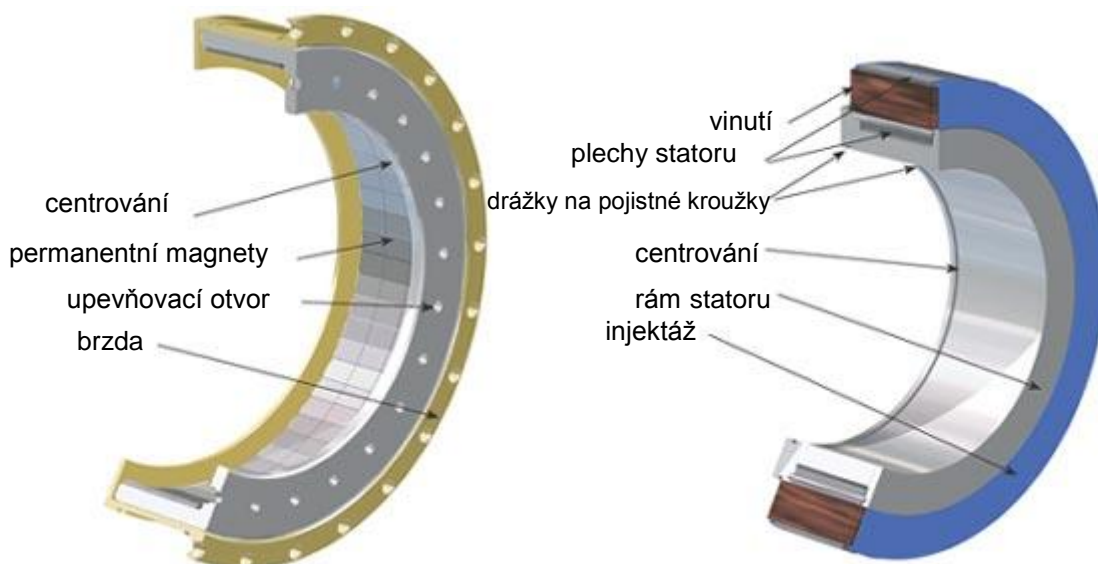
- Pohon prstencovým motorem
- Pohon Master-Slave
- Šnekový pohon
- Vlnová převodovka
- Řemenový převod

### 3.3.1 Pohon prstencovým motorem

Pohon prstencovým motorem (neboli motorem Torque) je řešení náhonu bez použití mechanických komponent jako jsou ozubené převody. Prstencový motor je určen pro přímo poháněné frézovací hlavy a pro aplikace vyžadující extrémně vysoké otáčky a zrychlení v osách [6].



Obrázek 4: Motory Torque ve frézovací hlavě firmy CyTec[7]



Obrázek 5: Vnější rotor a vnitřní stator motoru Torque firmy CyTec[7]

Prstencové motory jsou synchronní servomotory poskytující velký krouticí moment. Vyrábí se jako "bezrámové" vestavěné motory. Jsou tedy umístovány přímo do konstrukce stroje, čímž výrazně snižují jeho zástavbové prostory. Základní díly, stator a rotor, mají tvar prstenců. Skládají se ze statorového vinutí a rotorového

prstence, na jehož vnějším obvodu jsou umístěny permanentní magnety. Rotor bývá vnitřním prstencem, ale může být umístěn i jako vnější prsteneček na statoru, čímž lze dosáhnout vyššího krouticího momentu díky tomu, že magnetická síla působí na větší průměr. Rotor může také působit jako brzda s vysokým brzdícím momentem [2], [7].

**Výhody:**

- vysoké úhlové zrychlení
- téměř bez opotřebení
- vysoká tuhost
- vysoký točivý moment
- bezvůlové spojení se strojem
- vysoká přesnost
- vysoké svěrné síly

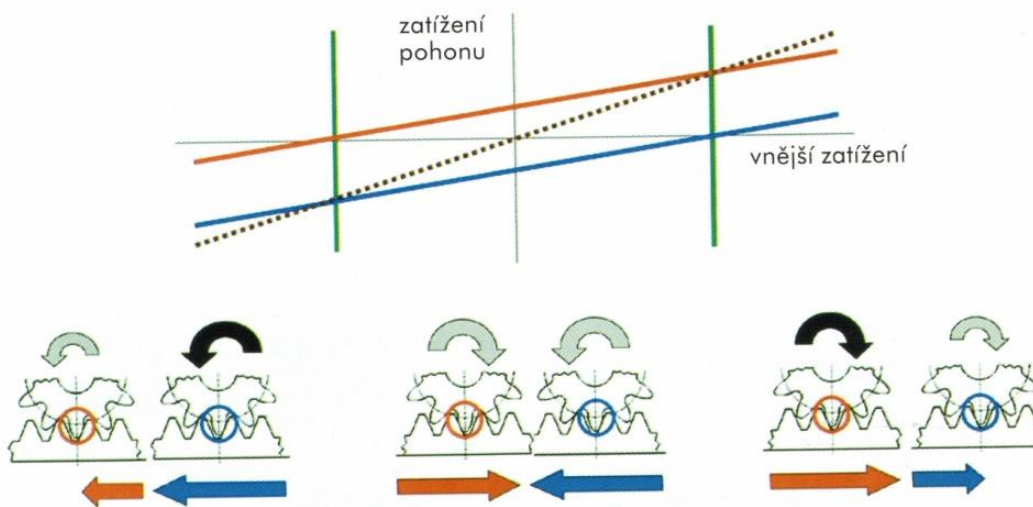
**Nevýhody:**

- trvalý odběr proudu i když se motor netočí
- nevýhodný poměr výkonu vůči hmotnosti
- vysoká cena
- nutnost chlazení motoru

**3.3.2 Pohon Master-Slave**

Pro vymezení vůlí při pohonu pastorky servomotorů lze použít duplexní pastorek, mechanického (pomocí pružiny) nebo hydraulického způsobu vymezení, za použití jednoho servomotoru nebo elektrické vymezení za použití dvou servomotorů Master-Slave.

Elektrické předepnutí pomocí pastorků v režimu Master-Slave využívá schopnosti moderních řídicích systémů. Pastorky jsou naháněny dvěma servomotory, přičemž oba motory vyvíjejí při nulové zátěži momenty stejné velikosti, ale opačné orientace. Při působení vnější zátěžné síly bude jeden motor hlavní (Master) a druhý závislý (Slave). Moment závislého motoru přitom poroste ze záporné hodnoty, přičemž klesá předpětí dokud oba motory nepůsobí ve stejném smyslu. Při rychloposuvu, kdy není potřeba minimalizace vůlí, působí oba motory ve stejném smyslu. [2]



Obrázek 6: Pohon pastorkem a hřebenem s elektrickým vymezením vůle [2]

#### Výhody:

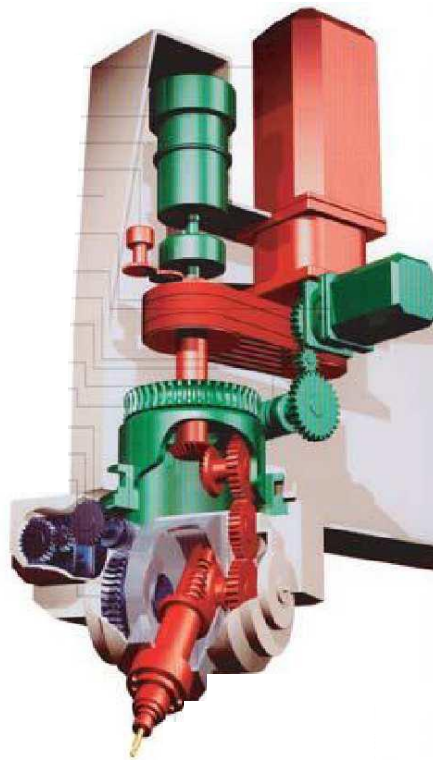
- jednoduchá konstrukce
- vysoká tuhost

#### Nevýhody:

- vysoká tepelná zátěž
- zvýšená potřeba elektrické energie
- velké zástavbové rozměry

### 3.3.3 Šnekový pohon

Šnekový převod se vyznačuje vysokými převodovými poměry, tedy vysokým výstupním krouticím momentem. Přispívá ke snížení zástavbových rozměrů v konstrukci frézovací hlavy spojením dvou mimoběžných hřídelů.[1]



Obrázek 7: Frézovací hlava firmy Bokö se šnekovými pohony os a vřetena [2]

**Výhody:**

- výborné tlumení vibrací
- široké možnosti regulace
- vysoký převodový poměr
- plynulý a klidný chod
- cenově výhodný

**Nevýhody:**

- hlučnost
- vůle v ozubení
- nízká přesnost polohování
- složitá výroba
- obtížná dosažitelnost malých převodů
- nízká účinnost
- nízká životnost



### 3.3.4 Vlnová (harmonická) převodovka

Vhodným řešením konstrukce pohonu frézovací hlavy je také vlnová, neboli harmonická, převodovka. Jedná se o jednoduchý systém pohonu, který vykazuje velmi malé vůle. Konstrukce vlnové převodovky se soustřeďuje na maximalizaci krouticího momentu a minimalizaci rozměrů a hmotnosti. Díky zajištění co nejmenších vůlí dochází ke zvyšování přesnosti. Vlnová převodovka využívá ke svému chodu elastických vlastností kovu. Hlavní výhoda (malé vůle, malá hmotnost a jednoduchost) spočívá ve stavbě mechanismu pouze ze tří částí [2], [8]. Jsou jimi tzv.:

- Generátor vln
- Pružné kolo
- Oběžné kolo



Obrázek 8: Tři části vlnové převodovky Harmonic Drive [8]

#### Generátor vln

Generátor vln je sestaven ze speciálně navrženého kuličkového ložiska, které je vloženo do eliptického náboje. To slouží jako vstup převodovky [8].



Obrázek 9: Generátor vln vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8]

### Pružné kolo

Pružné kolo je tenké válcové pouzdro s vnějšími zuby na otevřeném kraji pouzdra. Je poddajné v radiálním směru, ale velmi tuhé v torzním směru. Když je generátor vln vložen do pružného kola, vezme na sebe ozubení jeho eliptický tvar. Pružné kolo se chová jako výstup a je připojeno k výstupní přírubě [8].



Obrázek 10: Pružné kolo vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8]

### Oběžné kolo

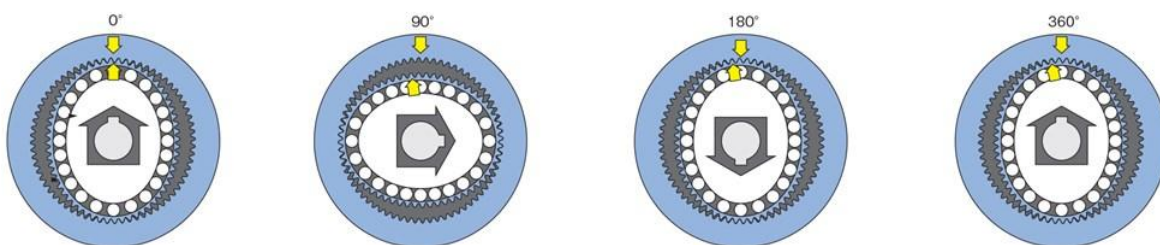
Oběžné kolo je tuhý prstenec s vnitřními zuby. Když je převodovka sestavena, zuby pružného kola jsou s oběžným kolem v záběru v místech velké osy elipsy generátoru vln. Oběžné kolo má o dva zuby více než pružné kolo a o něco větší průměr. Je upevněno k rámu [8].



Obrázek 11: Oběžné kolo vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8]

### Funkce

Eliptický tvar generátoru vln způsobuje, že jsou zuby pružného kola v záběru se zuby oběžného kola ve dvou protilehlých místech. Pro každou rotaci generátoru o  $180^\circ$  ve směru hodinových ručiček se zuby pružného kola posunou proti směru hodinových ručiček o jeden zub oproti oběžnému kolu. Každá plná rotace na vstupu ve směru hodinových ručiček tedy posune výstup o dva zuby. Protože jsou zuby v oblasti velké osy pořád v záběru, má převodovka velmi malé vůle [8].



Obrázek 12: Schéma rotace vlnové převodovky Harmonic Drive [8]

### Výhody:

- nízká hmotnost a zástavbové rozměry
- malé vůle
- vysoká životnost
- vysoká účinnost
- velký převodový poměr

**Nevýhody:**

- Vyšší cena
- Při poškození nutná výměna

**3.3.5 Řemenový převod**

Při přenosu výkonu na vyšší vzdálenosti se v konstrukci obráběcích strojů používají řemenové převody, které také často slouží jako tlumicí člen. Motorem vyvolané zrychlení způsobuje rozdílné tahové napětí v řemenu a natahuje spodní část zatímco vrchní uvolňuje. Teprve po "zapružení" a pohybu řemenice se spodní část uvolní a vrchní napne. Kmitání vyvolané tímto napínáním je pak tlumeno řemenem.

V konstrukci CNC obráběcích strojů se používají klínové a synchronní řemeny vyztužované ocelovými, skleněnými nebo aramidovými vlákny. Klínové řemeny pohánějí řemenici pomocí zvýšeného tření tažné vrstvy v klínové drážce. Dnes jsou řemeny vyráběny z polychloroprenu, který má vynikající třecí vlastnosti. Přenos tímto třením vzniklé obvodové síly je pak zajištěn tlakem na boky řemenu v klínové drážce tvaru "V". Pevnost řemene je ovlivněna pevností tažné vrstvy. Pro vyšší otáčky se používají synchronní řemeny, které jsou vybaveny ozubením. Zuby synchronních řemenů jsou zhotoveny z polychloroprenu s ochrannou nylonovou vrstvou. Tažná vrstva je tvořena kordovými vlákny, která jsou podle druhu namáhání vyrobena ze skla, aramidu nebo oceli. Synchronní řemeny mají menší zastavěný prostor ve srovnání s klínovými řemeny a řemenice synchronních řemenů jsou vybaveny bočnicemi z lisovaného ocelového plechu s vyhnutým náběhem asi 15°. Pro zvýšení únosnosti a snížení hladiny hluku mají některé synchronní řemeny šípové uspořádání zubů [2].

**Výhody:**

- nízké pořizovací náklady
- tichý chod
- minimální nároky na údržbu
- snadné a rychlé odstranění poruch
- přenos výkonu na dlouhé vzdálenosti

**Nevýhody:**

- skluz (není u ozubených řemenů)
- nutnost napínání řemenu
- malé převodové poměry

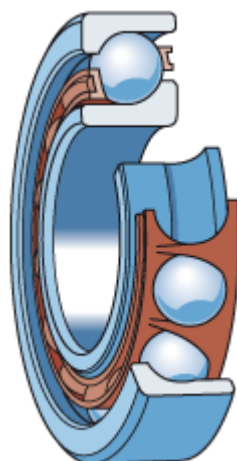
### 3.4 Brzda osy A

Z důvodu co nejvyšší přesnosti obrábění je potřeba, aby brzda měla dostatečný svěrný moment. Brzda se umísťuje na rychloběžný hřídel. Jako brzdou lze použít třecí spojku, jejíž soustava třecích ploch je držena proti otáčení. Mohou být také použity čelistové a pásové brzdy. Nejrozšířeněji užívané jsou brzdy hydraulické. V současné době se také čím dál častěji používají brzdy magnetické, jejichž výhoda je hlavně ve snížení opotřebení [1].

### 3.5 Způsoby uložení osy A

Vzhledem k působení řezných sil při obrábění je potřeba zajistit uložení osy A nejen v radiálním, ale i axiálním směru. Toho lze docílit kombinací radiálních a axiálních ložisek, což však není zcela vhodné pro konstrukci frézovací hlavy. V současnosti se hojně používá uložení pomocí uspořádání dvou či více kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem či (v případě vyššího zatížení) kuželíkových ložisek.

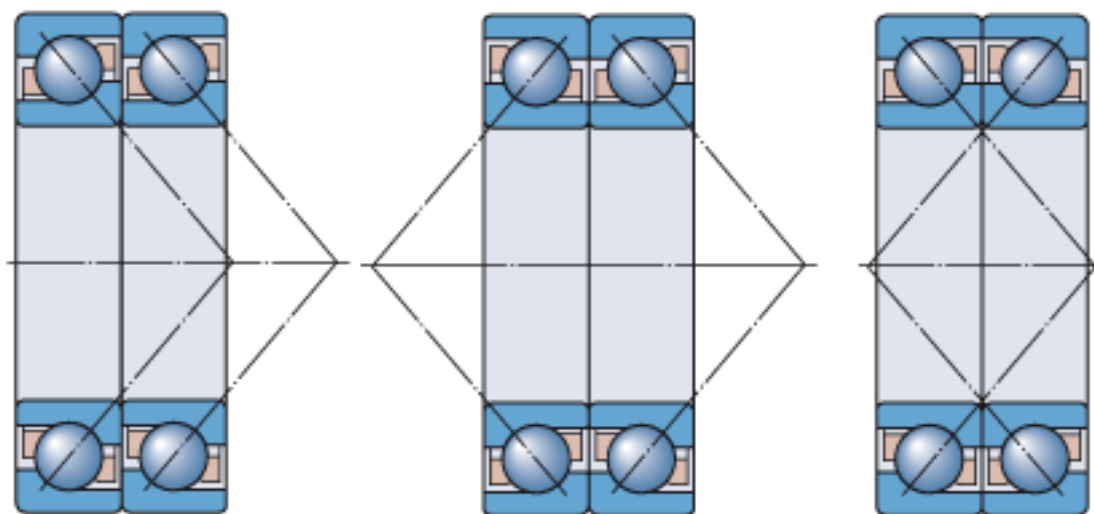
Vzhledem k čárovému styku kuželíkových ložisek však dochází k vyšším teplotním změnám, nejsou tedy příliš vhodné pro uložení o vyšších otáčkách. Uložení pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem nabízí možnost řešení kompromisu mezi požadovanými otáčkami a tuhostí uložení, odvozenými od množství různých kombinací. Právě svojí rozdílnou konstrukcí, rozměrovým řádem, hodnotou stykových úhlů, velikostí předpětí a způsobem uspořádání toho kuličková ložiska s kosoúhlým stykem docilují.[2]



Obrázek 13: Řez kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem [9]

Způsoby uspořádání ložisek jsou:

- Sdružení do "O"
- Sdružení do "X"
- Sdružení do "T"



Obrázek 14: Ložiska s kosúhlým stykem sdružená do "T" (tandemu), do "O" a do "X" v tomto pořadí [10]

Sdružení ložisek do "T" zachycuje pouze jednosměrné axiální zatížení, není tedy vhodné pro uložení osy frézovací hlavy. Sdružení do "X" zadržuje axiální síly v obou směrech, má však malou tuhost proti naklopení. Nejvhodnějším řešením je tedy uspořádání do "O".

### 3.6 Elektrovřeteno

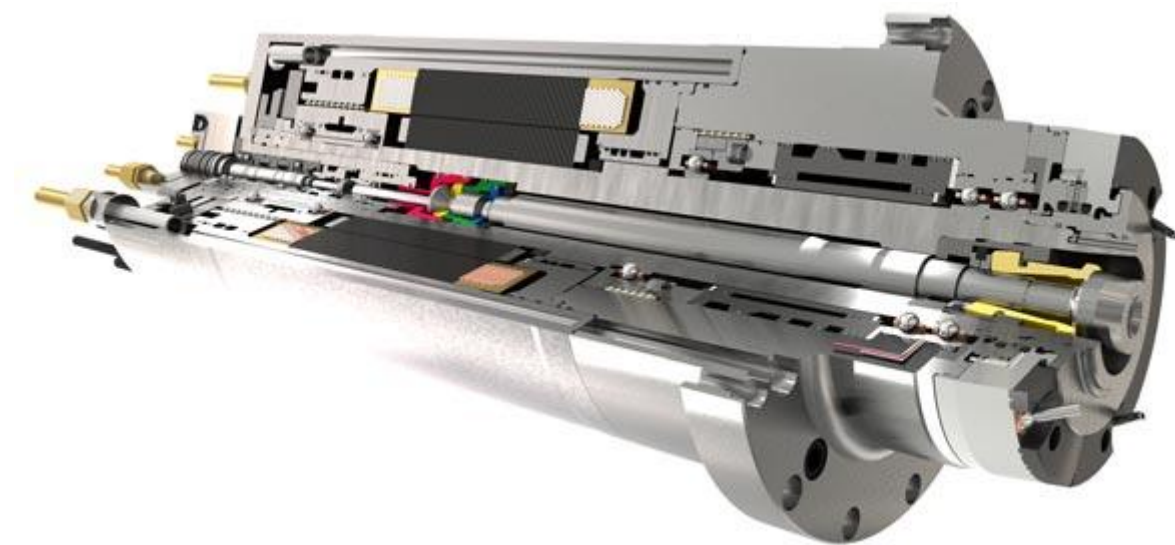
V současnosti dochází v oblasti obráběcích strojů k velkému využití elektrovřeten oproti klasickým vřetenům, hlavně díky snadné vyměnitelnosti, ale také svému výkonu a přesnosti. Používají se hlavně u obráběcích center a CNC obráběcích strojů z oblasti soustruhů, brusek a frézek, HSC, HPC, výroby forem a nástrojů. Také v leteckém a automobilovém průmyslu.

Konstrukce elektrovřeten závisí na aplikaci, kdy se vřetena dělí do funkčních tříd na frézovací, brusná a soustružná vřetena. Podstatnou výhodou elektrovřeten je jejich kompaktní provedení, což snižuje prostorové požadavky na konstrukci.

Dalším podstatným prvkem elektrovřetena je pohon ve formě elektromotoru. Maximální výkon vřetena je přímo úměrný napětí statoru a vřeteno je integrální komponentou a musí tudíž rozměrově vyhovovat v prostoru vřeteníku. Je zde také problém zbytkového tepla, které se zvyšuje se stálým výkonem vřetena a musí se odvádět dostatečným chlazením. Motory elektrovřeten mohou být synchronní a asynchronní.

Uložení hřídele vřetene má vysoký vliv na kmitání systému. V konstrukci vřetena se používají většinou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, zadržující radiální i axiální síly. Při vysokých otáčkách hřídele vznikají v kuličkových ložiskách vysoká radiální zatížení, to je jeden z důvodů používání hybridních kuličkových ložisek (kuličky z keramiky, kroužek z oceli). Použitím keramiky (nitridu křemíku) se zvyšuje pevnost a snižuje měrná hmotnost, čímž se snižuje i zatížení odstředivou silou.

Vzhledem k tomu, že se moderní elektrovřetena používají u vysoce produktivních strojů, musí být případné poruchy identifikovány a předány řízení stroje. Kromě teploty motoru je monitorována i poloha nástroje. [11]



Obrázek 15: Elektrovřeteno firmy CyTec [12]

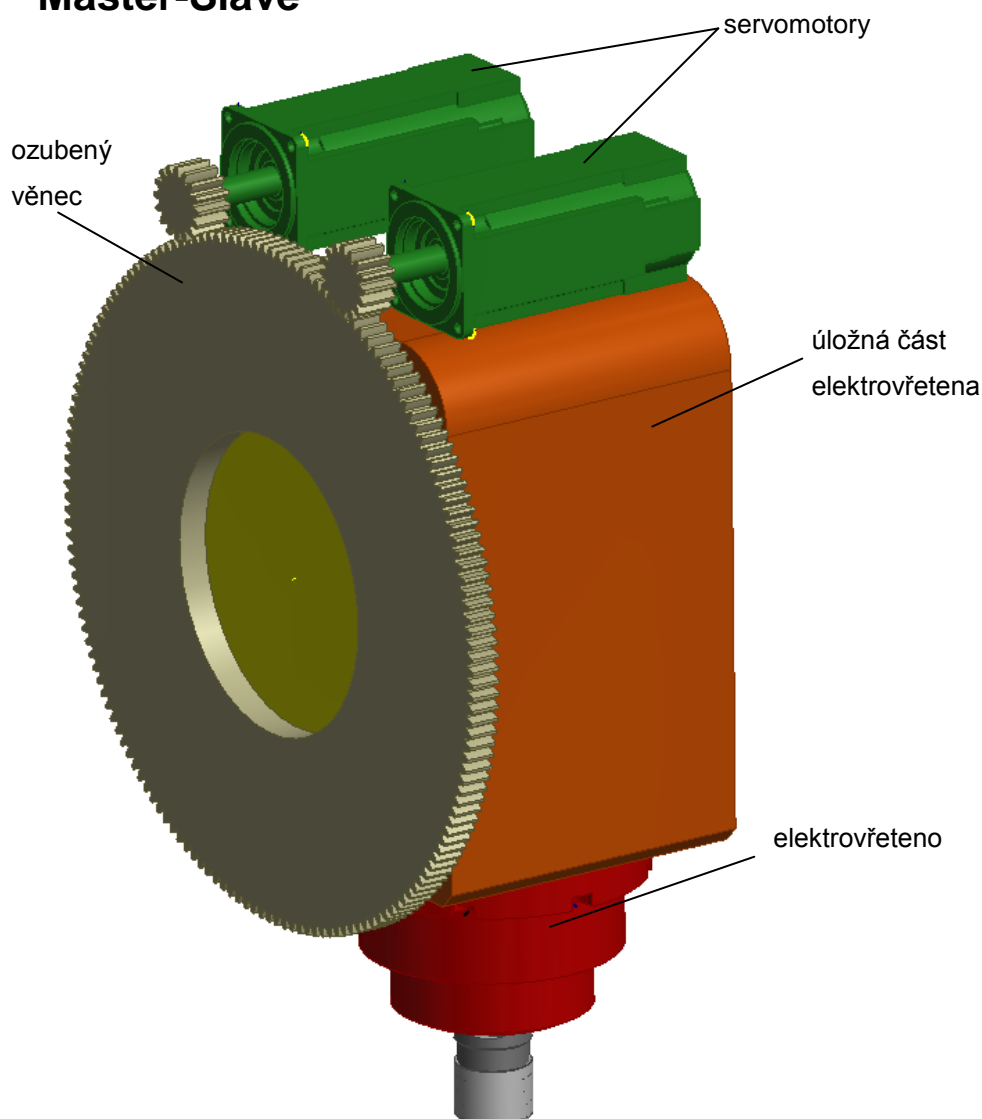


## 4 Varianty řešení

Na základě získaných informací byly navrženy čtyři varianty konstrukce pohonu osy A frézovací hlavy. Tyto varianty byly vyhodnoceny a byla vybrána nejvýhodnější varianta konstrukce.

### 4.1 Varianta č.1: Ozubený převod s dvěma servomotory

#### Master-Slave

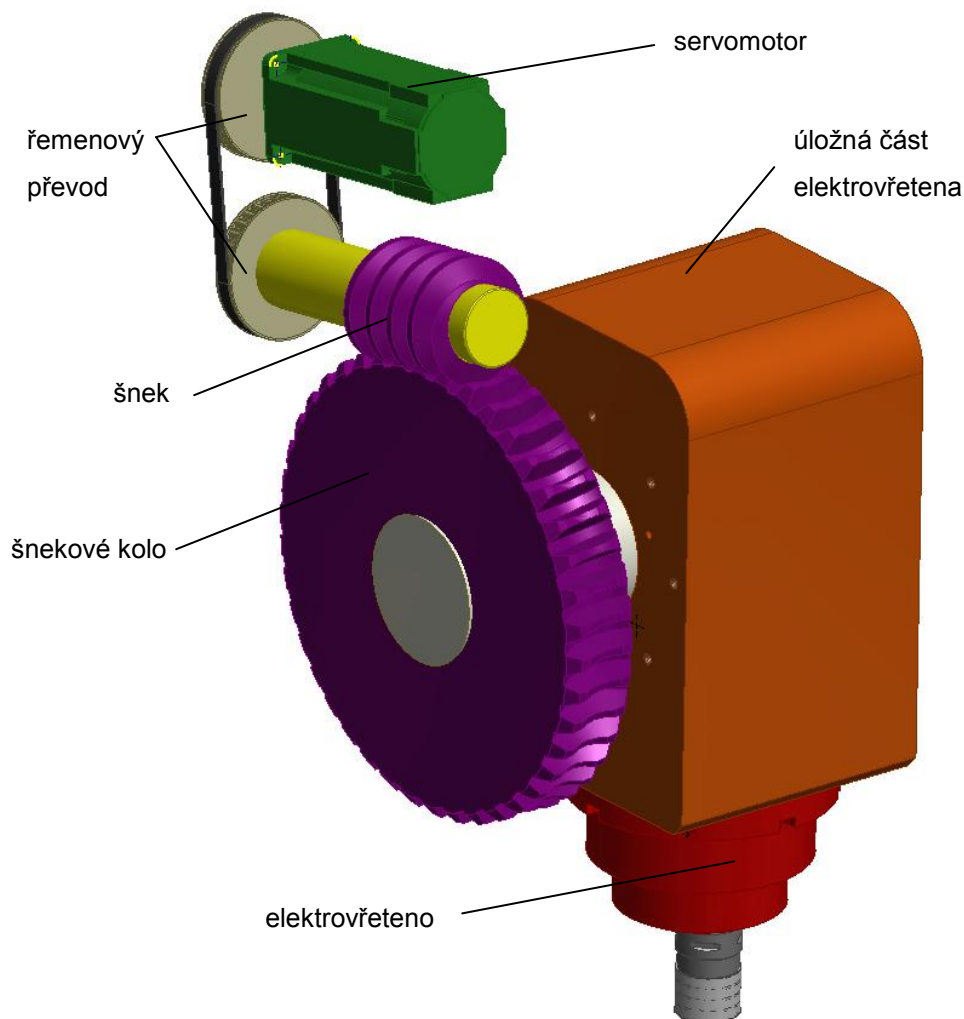


Obrázek 16: Schéma varianty č.1

Tato varianta se jeví jako nejjednodušší a cenově výhodná. K zamezení vůlí je osa poháněna dvěma servomotory v režimu Master and Slave. Z tohoto důvodu však

konstrukce klade větší podmínky na zástavbové rozměry. Servomotory také způsobují vyšší teplotní změny a nastává tedy potřeba přispůsobení přívodu chlazení. Kromě toho dochází k nárůstu potřebné elektrické energie kvůli nutnosti pohánět dva motory. V neposlední řadě zvyšuje další servomotor hmotnost hlavy. Kompenzací je vysoká tuhost.

## 4.2 Varianta č.2: Šnekové soukolí

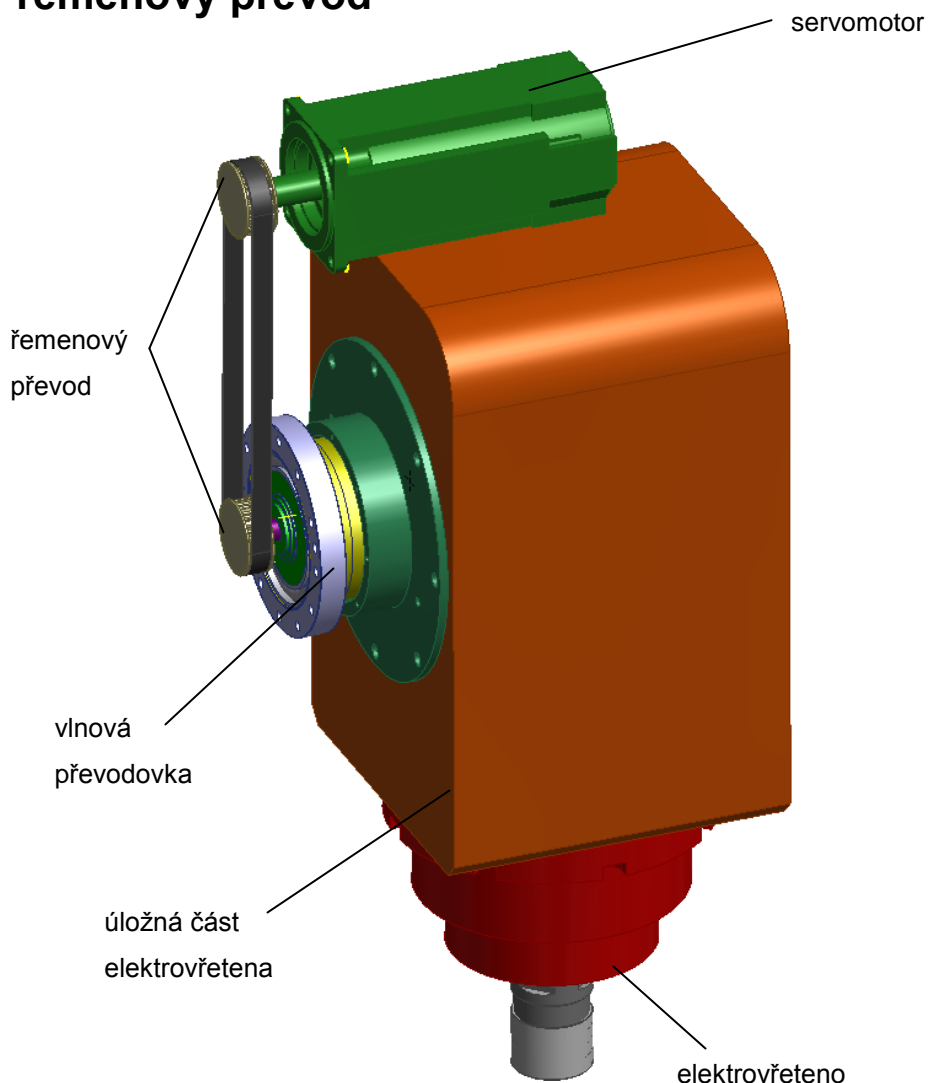


Obrázek 17: Schéma varianty č.2

Pohon pomocí šnekového soukolí má výhody v tlumení vibrací a vysokých převodových poměrech. Tento pohon je také cenově výhodný a vůle v ozubení se dají omezit pomocí duplexního šneku. Nevýhodou je složitá konstrukce, nízká životnost a hlučnost. Při konstrukci je potřeba zajistit, aby se do ozubení nedostaly kabely a hadice a zajistit mazání ozubení. Šnek je poháněn servomotorem pomocí řemenice čímž se

docílí snížení šířky frézovací hlavy. Díky vysokému převodovému poměru lze použít malý servomotor s vysokými otáčkami.

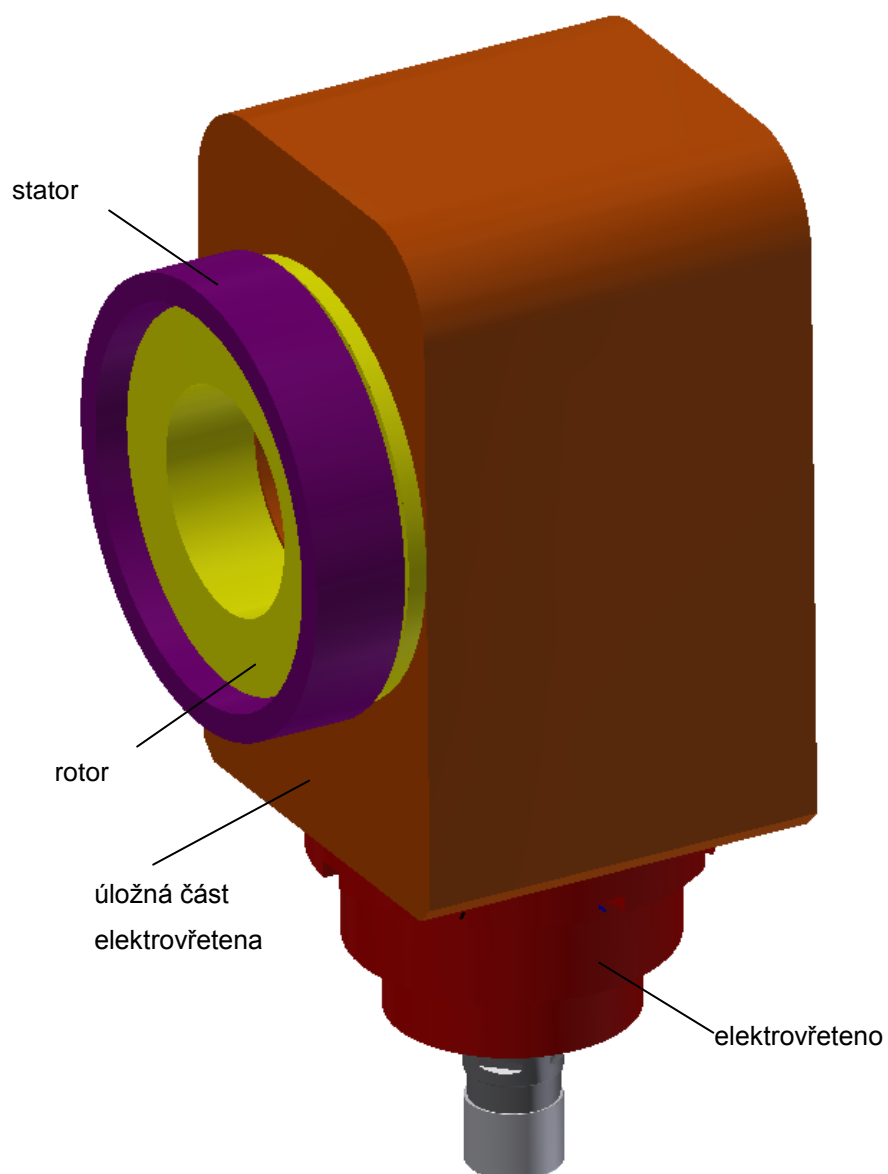
### 4.3 Varianta č.3: Vlnová (harmonická) převodovka a řemenový převod



Obrázek 18: Schéma varianty č. 3

Hlavní výhodou vlnové (harmonické) převodovky je kromě vysoké tuhosti vysoký převodový poměr při malých rozměrech a hmotnosti. V kombinaci s řemenovým převodem lze pak díky vysokým převodovým poměrům použít synchronní servomotory menších rozměrů a redukovat tak velikost frézovací hlavy. Jedná se tedy o velmi kompaktní řešení konstrukce s malou hmotností. Vlnová převodovka se také vyznačuje vysokou životností.

## 4.4 Varianta č.4: Prstencový motor



Obrázek 19: Schéma varianty č. 4

Hlavní předností frézovací hlavy s osou poháněnou prstencovým motorem je přesnost a vysoký otáčivý moment při malém zástavbovém prostoru. Ke snížení velikosti hlavy přispívá i zakomponování brzdy v motoru. Na druhou stranu má motor poměrně vysokou hmotnost a cenu. Je také potřeba vzít v úvahu proud odebíraný motorem a s ním spojené teplotní změny vedoucí k deformacím.

## 4.5 Vyhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodné varianty

Při výběru vhodného návrhu pohonu se musí zvážit několik kritérií potřebných ke správné funkci frézovací hlavy. Vhodným způsobem vyhodnocení je tabulka s hodnocením návrhů v jednotlivých oblastech. Ty byly hodnoceny jedním až pěti body, přičemž čím vyšší počet bodů, tím příznivější pro konstrukci stroje.

### Kritéria vyhodnocení variant:

- 1) Tuhost: K docílení co nejpřesnějšího obrábění je potřeba minimalizovat vůle v pohonu hlavy a docílit tak vysoké tuhosti pohonu.
- 2) Tlumení vibrací: Při obrábění mohou v soustavě frézovací hlavy vznikat vibrace a způsobovat nepřesnosti na obrobku. Je proto potřeba případné vibrace co nejvíce tlumit.
- 3) Přesnost polohování: Frézovací hlava musí mít co nejvyšší schopnost přesného nastavení nástroje do požadované polohy vůči obrobku.
- 4) Kompaktní velikost: Pro snadnější manipulaci s frézovací hlavou a rozšíření možností přístupu hlavy k místům obrábění je potřeba snížit zástavbové rozměry pohonu osy a tedy i velikost frézovací hlavy.
- 5) Cena: Frézovací hlavu je samozřejmě potřeba vyrobit za co nejnižšími náklady při splnění požadovaných parametrů.
- 6) Životnost: Pro snížení ceny údržby je potřeba, aby v pohonu osy docházelo k co nejmenšímu opotřebení a docílilo se tak vysoké životnosti pohonu.
- 7) Teplotní zatížení: Vlivem změny teplot v konstrukci hlavy může docházet k deformacím, což ovlivňuje přesnost obrábění. Je tedy potřeba omezit teplotní zatížení vzniklé vlivem pohonu.
- 8) Příkon: Pro co nejefektivnější využití dodávané energie a přenos krouticího momentu je potřeba zajistit, aby měl pohon dostatečnou účinnost a potřebu dodávání co nejmenšího příkonu.
- 9) Jednoduchost konstrukce: Pro snadnou montáž a demontáž je potřeba zajistit co nejjednodušší konstrukci hlavy a tedy i pohonu osy.
- 10) Hmotnost: Pro snadnější manipulaci s frézovací hlavou a menší zatížení osy je potřeba aby frézovací hlava (a tedy i pohon) měla co nejnižší hmotnost.

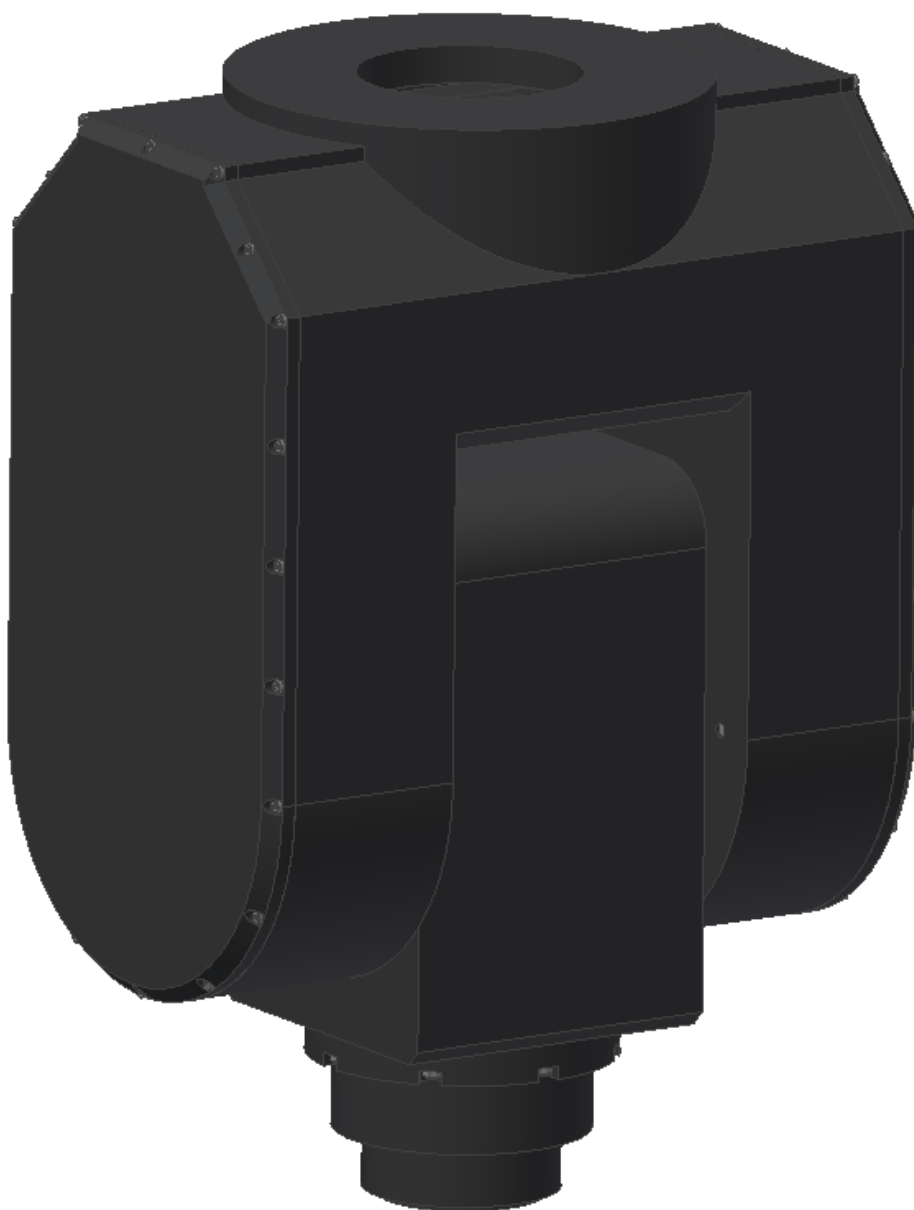
	Ozubený převod Master+Slave	Šnekový převod	Vlnová převodovka	Prstencový motor
Tuhost	4	3	4	4
Tlumení vibrací	4	5	3	2
Přesnost polohování	4	2	4	5
Kompaktní velikost	2	3	3	5
Cena	3	4	3	1
Životnost	3	2	4	5
Teplotní zatížení	2	4	4	2
Příkon	2	4	4	1
Jednoduchost konstrukce	3	4	3	5
Hmotnost	3	3	4	2
<b>Suma</b>	30	34	<b>36</b>	32

Tabulka 4.1: Hodnocení variant pohonu osy A

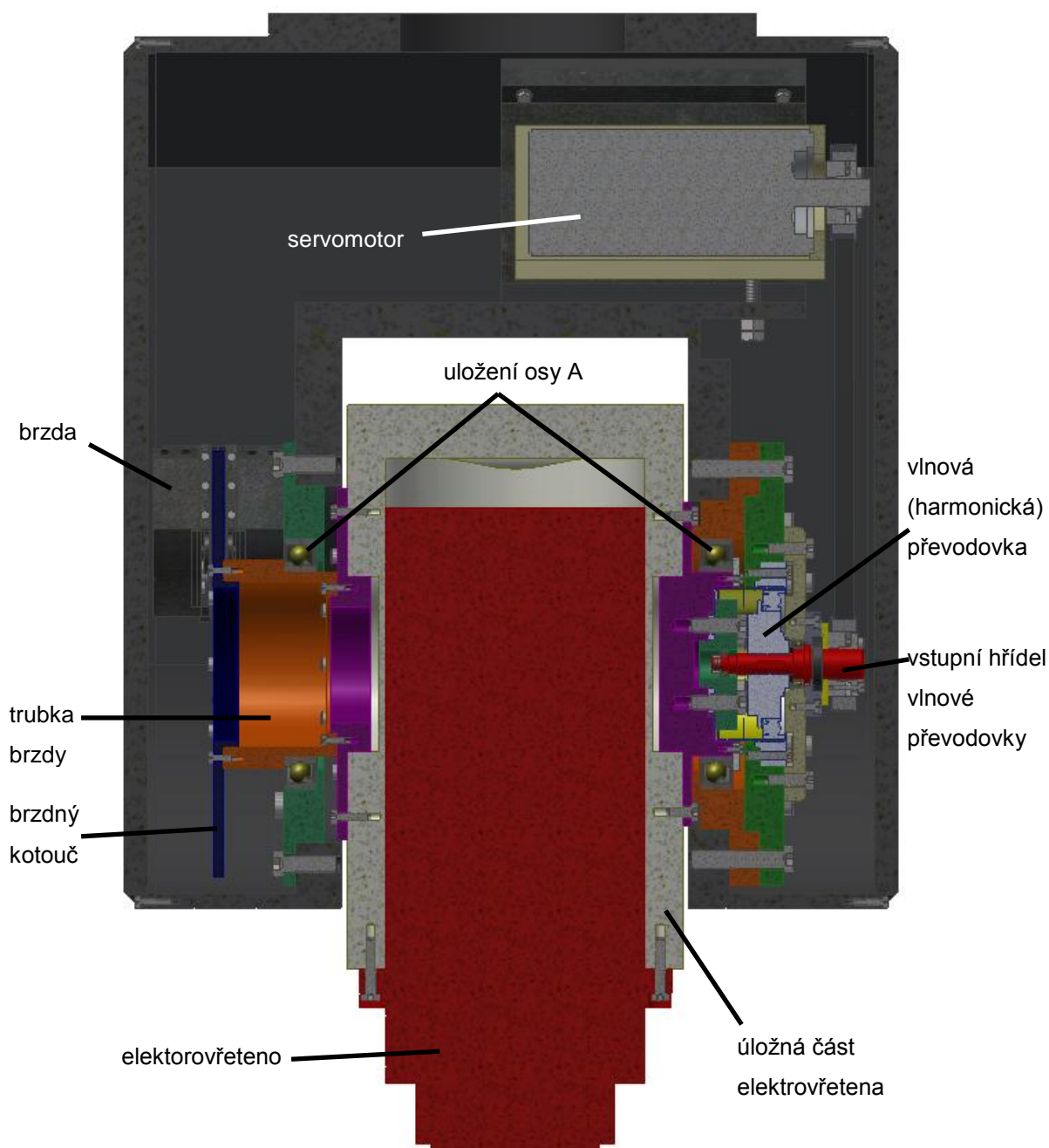
Vyhodnocením údajů v tabulce se dospělo k závěru, že nejvýhodnějším řešením konstrukce pohonu osy A frézovací hlavy je vlnová převodovka s řemenovým převodem.

## 5 Konstrukce vybrané varianty

Zvolená varianta frézovací hlavy je tedy vidlicová a vybranou variantou pohonu osy A je harmonická převodovka s řemenovým převodem. Na konstrukci pohonu závisí i konstrukce brzdy a uložení osy A a také rozvod kabelů a hadic k jednotlivým částem frézovací hlavy. V této kapitole je představena již kompletní frézovací hlava a následně popsány její části.



Obrázek 20: Model frézovací hlavy

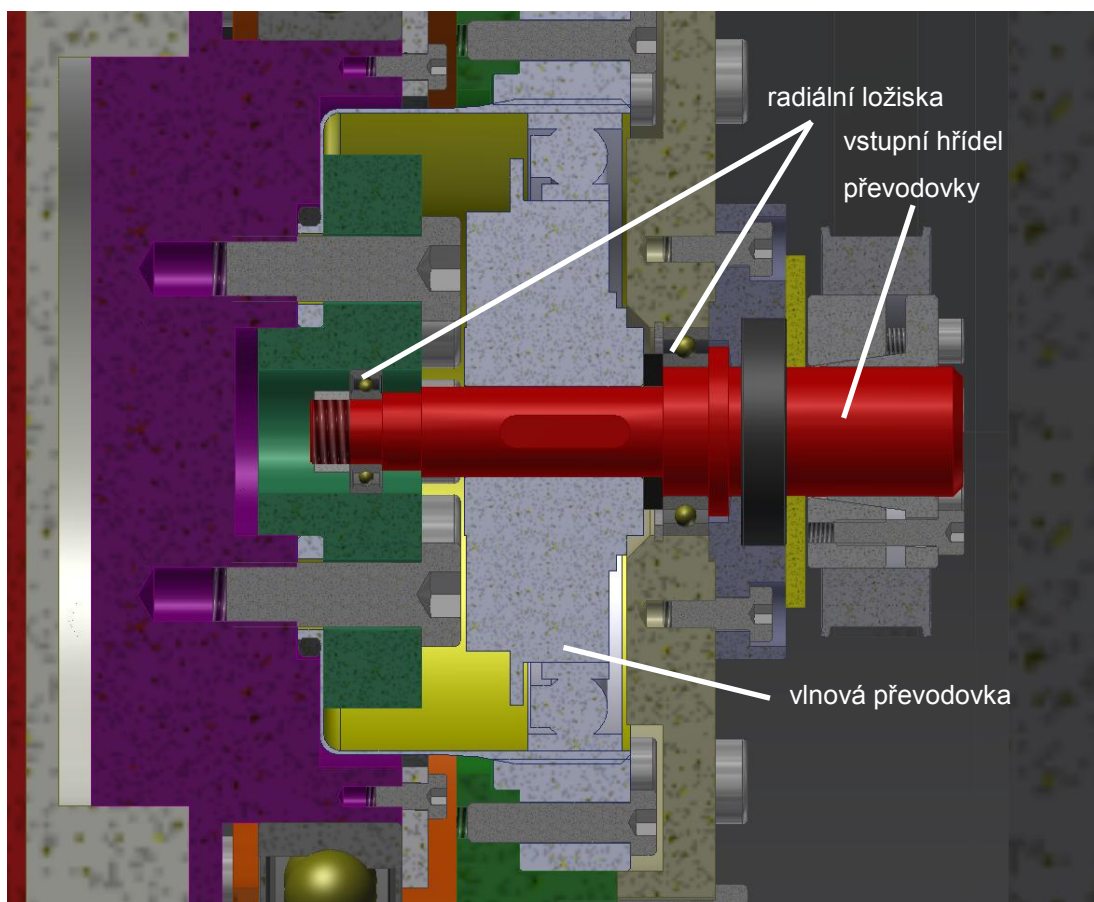


Obrázek 21: Řez konstruovanou frézovací hlavou

## 5.1 Konstrukční řešení pohonu osy A

Vybraná varianta pohonu osy A již byla popsána v kapitole 4.3. Při konstrukci byla použita vlnová převodovka firmy Harmonic Drive. Vzhledem k malým radiálním silám na řemenici lze případné axiální zatížení na vstupním hřídeli převodovky zanedbat. Vstupní hřídel je tedy zajištěn pouze pomocí dvou radiálních ložisek.





Obrázek 22: Uložení vstupního hřídele vlnové převodovky

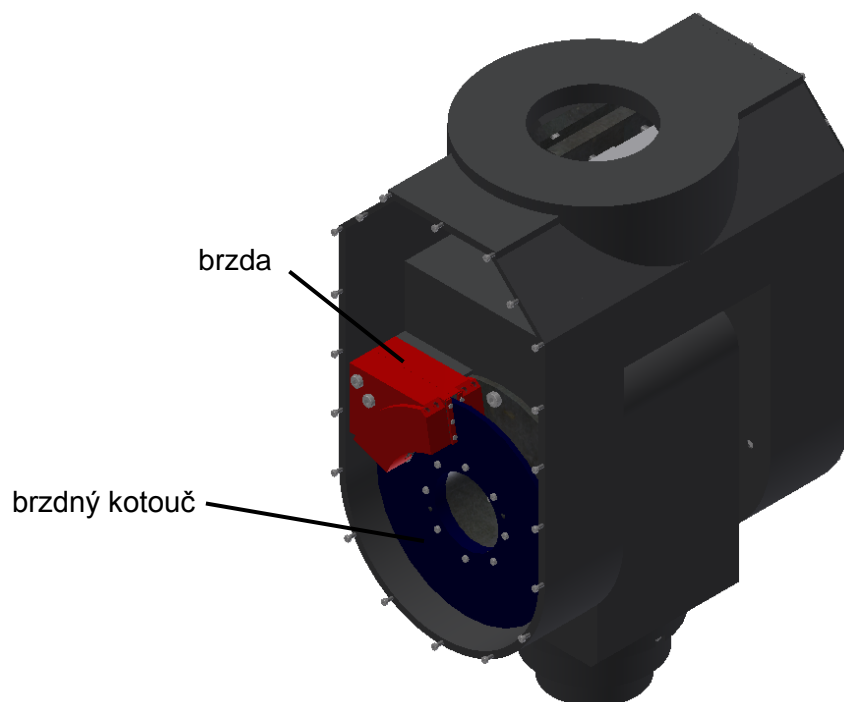
Na hřídel je pak pomocí upínacího pouzdra Taper-lock upevněna řemenice přenášející řemenem Gates výkon servomotoru Kollmorgen, který je z důvodu potřeby napínání a uvolňování řemenu umístěn na posuvném rámu.

## 5.2 Konstrukční řešení brzdy

V konstrukci řešené frézovací hlavy je brzda oddělena od pohonu a vzhledem ke konstrukci pohonu osy se nabízí možnost soustředit potřebné vedení na straně brzdy, proto je tomu potřeba brzdou přizpůsobit. Vzhledem k poměrně nízké potřebné brzdě síle je vhodná konstrukce jednoduché kotoučové hydraulické brzdy.

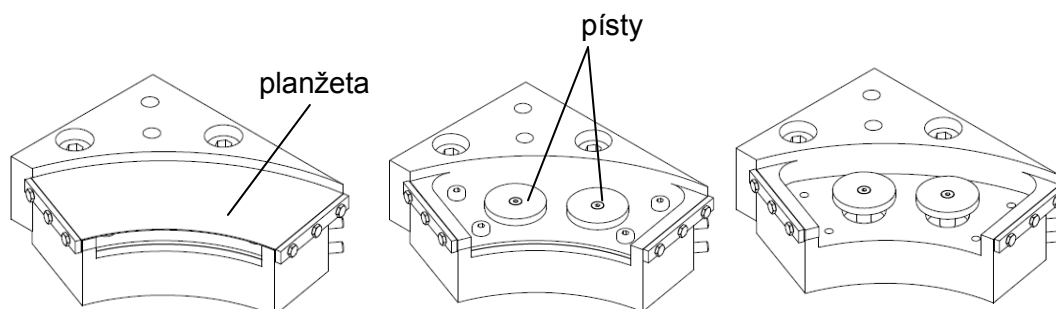
Brzdový kotouč je z obou stran brzděn písty, na které je vyvíjen tlak přiváděnou brzdou kapalinou. Tlak je potřeba vyvinout i k odbrzdování, protože brzda je navíc bezpečnostně brzděna talířovými pružinami. Pro zamezení vůlí je mezi písty a kotoučem umístěna planžeta tloušťky 0,5 mm. Na planžetě jsou pak nalepeny brzděné destičky z aramidových vláken. Aramidová vlákna mají vysoký koeficient smykového tření, díky čemuž lze snížit velikost brzdy. Jsou také odolná proti vysokým teplotám.

Pro snížení hmotnosti brzdného kotouče (a tedy i hlavy) a snížení opotřebení je kotouč vyroben z keramiky.

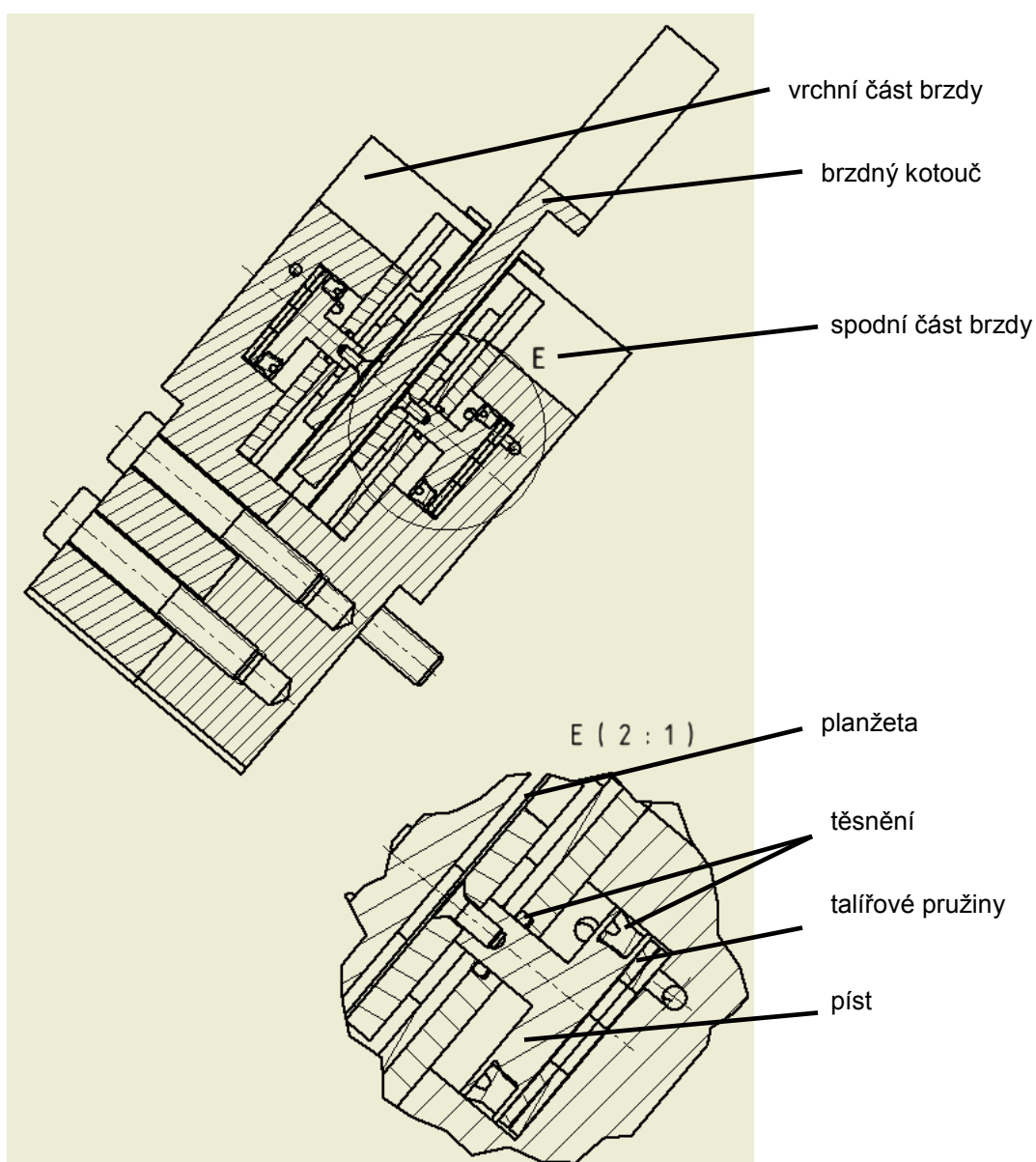


Obrázek 23: Pohled na umístění brzdy v konstrukci frézovací hlavy

Pro snadnou montáž a demontáž a snadný přístup k brzdnému kotouči je brzda sestavena ze dvou podsestav, které lze pak samostatně umístit do konstrukce hlavy.



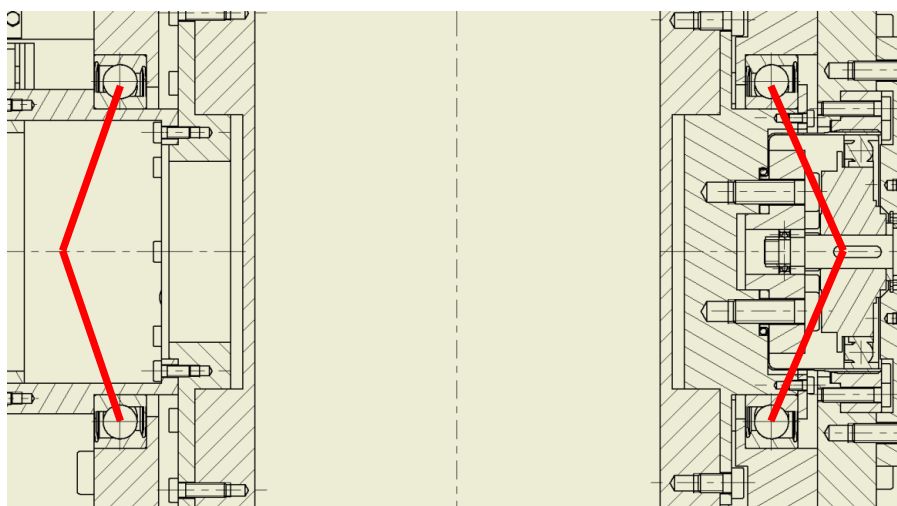
Obrázek 24: Postupně rozebíraná spodní část brzdy



Obrázek 25: Řez brzdou

### 5.3 Konstrukční řešení uložení osy A

Uložení osy A je konstruováno pomocí kuličkových ložisek firmy SKF s kosouhlým stykem uspořádaných do "O". Vzhledem ke konstrukci frézovací hlavy jsou ložiska vybavena integrovaným těsněním. Ložiska SKF s integrovaným těsněním jsou dodávána již naplněna plastickým mazivem, jehož životnost je za normálních podmínek často delší, než životnost ložiska, proto není potřeba tato ložiska domazávat.



Obrázek 26: Uložení osy A s naznačenými stykovými body na ose

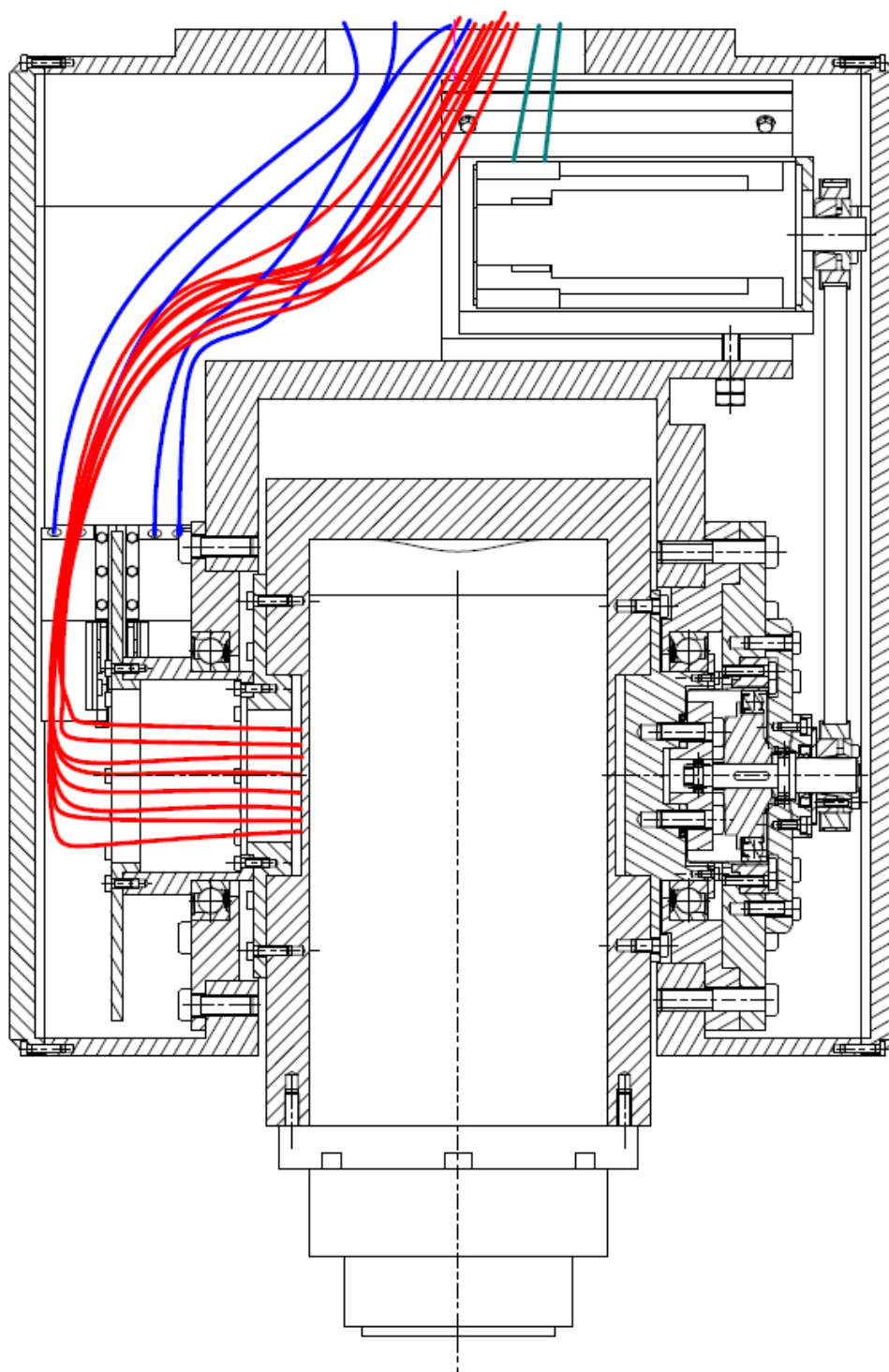
## 5.4 Konstrukční řešení rozvodu médií

Jak už bylo zmíněno, média, která je potřeba dovést k elektrovřetenu, budou vedena na straně brzdy a je tedy s nimi v konstrukci hlavy počítáno vymezením dostatečně velkého volného prostoru. Společně je pak s vedením brzděné kapaliny a vedením elektrické energie elektromotoru vedeno až k horní přírubě frézovací hlavy. Při instalaci vedení je potřeba brát v potaz požadovaný rozsah natáčení a přizpůsobení vedení na časté ohýbání vhodným výběrem kabelů. Také je potřeba vedení vázat, aby se zabránilo kolizi s brzdou.

**Soupis médií potřebných dopravit k jednotlivým částem frézovací hlavy:**

<b>Elektrovřeteno</b>	<b>Brzda</b>	<b>Servomotor</b>
Elektrická energie	Brzdná kapalina	Elektrická energie
Chladicí kapalina		
Řezná kapalina		
Hydraulická kapalina (uvolnění nástroje)		
Vzduch		
Teplotní čidlo		
Tlakové čidlo		
Odměřování polohy		

Tabulka 5.1: Soupis rozvodu médií od vrchní příruby hlavy a jejich rozlišení podle potřebného místa dopravení



Obrázek 27: Zjednodušené schéma vedení kabelů a hadic k horní přírubě hlavy

## 6 Výpočtová část

### 6.1 Návrh řezných podmínek

K návrhu řezných podmínek byly použity nástroje společnosti Sandvik Coromant průměru 50mm pro hrubování a polodokončování a přibližně 10mm pro dokončování. Tyto výpočty byly provedeny pro ocel 11523 a dural. Řezné podmínky byly určeny v závislosti na sortimentu Sandvik Coromant a pomocí funkce Tool Guide na jejich webových stránkách. Počítá se s frézováním na čisto na drsnost povrchu Ra 1,6. Byl zvolen výpočet pro čelní frézování s úhlem nastavení hlavního ostří a úhlem posuvového pohybu rovnými 90°. Počítá se s šířkou řezu rovnou jedné třetině průměru nástroje.

Ocel 11523	D [mm]	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$a_p$ [mm]	z
Hrubování	50	259	0,3	3	5
Polodokončování	50	280	0,19	2	5
Dokončování	11,3	309	0,8	0,3	2

Tabulka 6.1: Řezné podmínky obrábění oceli

Dural	D [mm]	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$a_p$ [mm]	z
Hrubování	50	650	0,25	1,5	7
Polodokončování	50	800	0,2	1	7
Dokončování	9,525	260	0,15	0,5	6

Tabulka 6.2: Řezné podmínky obrábění duralu

### 6.2 Výpočet řezných sil, výkonů, otáček a momentů (hrubování)

#### 6.2.1 Ocel 11523

Jmenovitá tloušťka třísky:

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,3 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,3 \text{ mm} \quad (1)$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{3}{\sin 90^\circ} = 3 \text{ mm} \quad (2)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi_i = 0,3 \cdot 3 \cdot \sin 90^\circ = 0,9 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{1500}{0,3^{0,25}} = 2026,8 \text{ MPa} \quad (4)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos \left( \frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}} \right) = \arccos \left( \frac{2}{6} \right) = 1,231 \quad (5)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 5 = 0,98 \rightarrow 1 \quad (6)$$

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^1 0,9 \cdot 2026,8 = 1824,12 \text{ N} \quad (7)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{259 \cdot 1824,12}{60} = 7874,12 \text{ W} \quad (8)$$

**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{259}{\pi \cdot 0,05} = 1648,85 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{Kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 1824,12 \cdot \frac{0,05}{2} = 45,6 \text{ Nm} \quad (10)$$

## 6.2.2 Dural

**Jmenovitá tloušťka třísky:**

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,25 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,25 \text{ mm} \quad (11)$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{1,5}{\sin 90^\circ} = 1,5 \text{ mm} \quad (12)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi_i = 0,25 \cdot 1,5 \cdot \sin 90^\circ = 0,375 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{900}{0,25^{0,25}} = 1272,79 \text{ MPa} \quad (14)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos \left( \frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}} \right) = \arccos \left( \frac{2}{6} \right) = 1,231 \quad (15)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 7 = 1,4 \rightarrow 2 \quad (16)$$

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^2 0,375 \cdot 1272,79 = 954,59 \text{ N} \quad (17)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{650 \cdot 954,59}{60} = 10341,44 \text{ W} \quad (18)$$



**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{650}{\pi \cdot 0,05} = 4138,03 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{Kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 954,59 \cdot \frac{0,05}{2} = 23,86 \text{ Nm} \quad (20)$$

**6.2.3 Tabulka výsledků**

Výpočty pro polodokončování a dokončování jsou analogické, proto jsou zahrnuty v příloze a výsledky řezných sil, výkonů otáček a krouticích momentů jsou uvedeny v tabulce.

Ocel 11523	$F_c$ [N]	$P_c$ [W]	$n_c$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_{Kc}$ [Nm]
Hrubování	1824,12	7874,12	1648,85	45,6
Polodokončování	863,35	4028,96	1782,54	21,58
Dokončování	380,65	1960,37	8704,23	2,15
Dural	$F_c$ [N]	$P_c$ [W]	$n_c$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_{Kc}$ [Nm]
Hrubování	954,6	10341,44	4135,03	23,86
Polodokončování	538,33	7177,67	5092,96	13,46
Dokončování	216,93	940,01	8688,77	1,03

Tabulka 6.3: Parametry obrábění

Maximální řezná síla:  $F_{cmax} = 1824,12 \text{ N}$

Maximální řezná síla polodokončování:  $F_{cmax}' = 863,35 \text{ N}$

Maximální řezný výkon:  $P_{cmax} = 10341,44 \text{ W}$

Maximální řezné otáčky:  $n_{cmax} = 8704,23 \text{ min}^{-1}$

Maximální řezný krouticí moment:  $M_{Kcmax} = 45,6 \text{ Nm}$

**6.3 Výběr vhodného elektrovřetena**

Při výběru elektrovřetena bylo vybráno několik vřeten tří výrobců na základě hodnot řezných podmínek. Byla vybrána vřetena s unifikovanými rozměry a upínáním nástroje pro snadnou vyměnitelnost.

**Parametry elektrovřetena:**

Upínací rozhraní:	HSK-A63
Průměr:	$d_{el} = 170 \text{ mm}$
Délka:	$l_{el} = 400 - 550 \text{ mm}$

**OMLAT**

Typ	OMC-170	OMC-170	OMC-170
Průměr [mm]	170	170	170
Délka [mm]	514	650	400
Upínání nástroje	HSK-A 63	HSK-A 63	ISO 40
Jmenovité otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	11000	12000	12000
Maximální otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	20000	18000	18000
Krouticí moment S1/S6 [Nm]	26/28	22/24	16/18
Výkon S1/S6 [kW]	30/31	27/28	20/21

Tabulka 6.4: Parametry elektrovřeten firmy OMLAT [13]

**CyTec M21**

Typ	CS-21-180-A	CS-21-180-S	CS-34-180
Průměr [mm]	180	180	180
Délka [mm]	546	546	546
Upínání nástroje	HSK-A 63	HSK-A 63	HSK-A 63
Jmenovité otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	2000	2000	4500
Maximální otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	18000	12000	24000
Krouticí moment S1/S6 [Nm]	100/130	130/170	72/91
Výkon S1/S6 [kW]	21/27	27/32	34/43

Tabulka 6.5: Parametry elektrovřeten firmy CyTec [14]

**Fischer**

Typ	MFW-1709/24	MFW-1709/24	MFW-1709/30	MFW-1709/30
Průměr [mm]	170	170	170	170
Délka [mm]	423	423	423	423
Upínání nástroje	HSK-A 63	HSK-A 63	HSK-A 63	HSK-A 63
Jmenovité otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	9000	9000	9000	9000
Maximální otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	24000	24000	30000	30000
Krouticí moment S1/S6 [Nm]	21/27	39/49	21/27	39/49
Výkon S1/S6 [kW]	20/25	34/40	20/25	34/40

Tabulka 6.6: Parametry elektrovřeten firmy Fischer [15]

Pro jejich vysoké hodnoty výkonu a otáček byla vybrána elektrovřetena firmy Fischer. Vřetena této firmy mají také nejkompaktnější velikost. Těmito výhodami a také sjednocením jejich rozměrů je kompenzována nevýhoda v podobě vysoké ceny. Nejvyšší požadavky na elektrovřeteno jsou kladeny v oblasti krouticího momentu,

zatímco je zde rezerva v oblasti výkonu a možnost zvýšení otáček až do maximálních otáček  $24000 \text{ min}^{-1}$ . Hlavní užití frézovací hlavy by tedy mělo být v dokončovacích operacích na nízkou drsnost povrchu.

## 6.4 Výpočet parametrů a výběr vlnové převodovky

Výběr převodovky Harmonic drive je kromě maximálního krouticího momentu zatěžujícím převodovku závislý také na průměrném momentu během pracovního cyklu. V potaz je také potřeba vzít výstupní otáčky. K výpočtu momentů a otáček osy A je kromě řezných sil potřeba znát hmotnosti vřetena a součásti, ve které je vřeteno uložené, setrvačné momenty pohyblivých součástí osy A, rameno řezné síly a vzdálenost osy a těžišť vřetena a úložné součásti. Tyto hodnoty byly získány pomocí programu Autodesk Inventor 2015. Vzhledem ke složité konstrukci elektrovřetena byla poloha jeho těžiště určena, jako v případě homogenní součásti. Hmotnost vřetena pak byla zjištěna z katalogu výrobce.

Výpočet průměrného krouticího momentu je závislý na času záběru a klidovém času během pracovního cyklu. Poměry těchto časů jsou odvozeny od doporučeného časového rozdělení činností v průběhu pracovní směny. Přitom se počítá s tím, že brzda frézovací hlavy bude odbrzděná a pohon bude v provozu při dokončování a polodokončování.

### Pracovní směna:

- Hrubování - 25%
- Polodokončování - 30%
- Dokončování - 35%
- Vedlejší časy - 10%

### 6.4.1 Vstupní hodnoty

Minimální rychlost rotace osy A:  $n_{A3\min} = 70^\circ/\text{s} = 11,67 \text{ min}^{-1}$

Maximální řezná síla polodokončování:  $F_{\text{cmax}}' = 863,35 \text{ N}$

Rozběhový čas:  $t_1 = 0,2\text{s}$

Čas operace:  $t_2 = 1,2\text{s}$

Doběhový čas:  $t_3 = 0,4\text{s}$

Klidový čas:  $t_4 = 0,69\text{s}$

Rozběhové otáčky:  $n_1 = 5,83 \text{ min}^{-1}$

Operační otáčky:  $n_2 = 11,67 \text{ min}^{-1}$

Doběhové otáčky:  $n_3 = 5,83 \text{ min}^{-1}$

Klidové otáčky:  $n_4 = 0 \text{ min}^{-1}$

Hmotnost vřetena:  $m_1 = 53 \text{ kg}$

Hmotnost úložné součásti vřetena:  $m_2 = 29,2 \text{ kg}$

Vzdálenost osy A a těžiště vřetena:  $o_1 = 102,4 \text{ mm}$

Vzdálenost osy A a těžiště úložné součásti vřetena:  $o_2 = 0,4 \text{ mm}$

Vzdálenost osy A a celkového těžiště:  $o = 51 \text{ mm}$

Rameno řezné síly:  $r = 375 \text{ mm}$

Moment setrvačnosti vřetena:  $I_1 = 0,8243 \text{ kgm}^2$

Moment setrvačnosti úložné součásti vřetena:  $I_2 = 0,5502 \text{ kgm}^2$

Moment setrvačnosti součástí s osou otáčení A:  $I_3 = 0,0493 \text{ kgm}^2$

#### **Celkový moment setrvačnosti:**

$$I_A = m_1 \cdot o_1^2 + m_2 \cdot o_2^2 + I_1 + I_2 + I_3 = 53 \cdot 0,1024^2 + 29,2 \cdot 0,0004^2 + 0,8243 + 0,5502 + 0,0493 = 1,98 \text{ kgm}^2 \quad (21)$$

### **6.4.2 Výpočet krouticích momentů a otáček**

#### **Moment vyvolaný řeznou silou polodokončování:**

$$M_C' = F_{C_{\max}}' \cdot r = 863,35 \cdot 0,375 = 323,76 \text{ Nm} \quad (22)$$

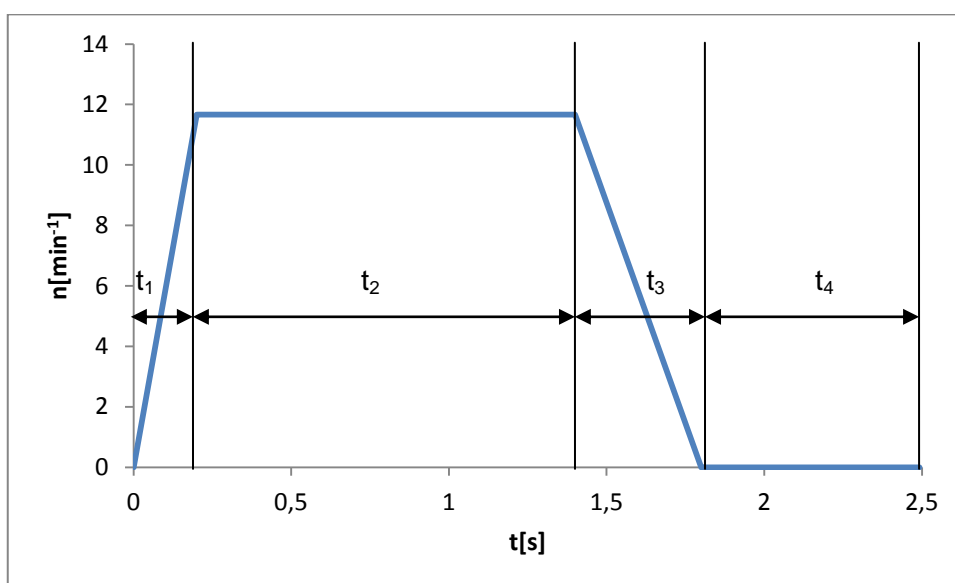
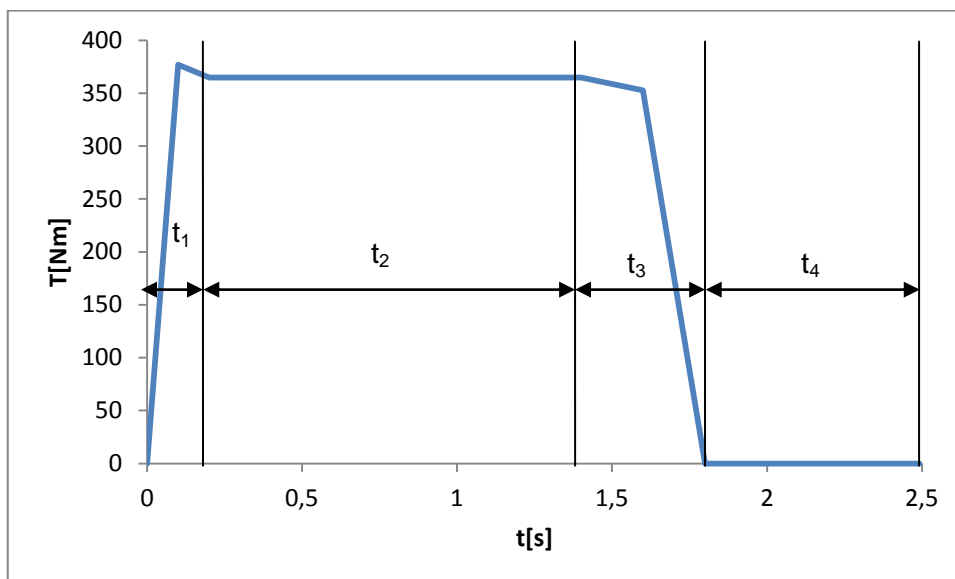
#### **Moment vyvolaný tíhovou silou:**

$$M_G = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot o = (53 + 29,2) \cdot 9,81 \cdot 0,051 = 41,13 \text{ Nm} \quad (23)$$

#### **Dynamický moment:**

$$M_{\text{DYN}} = I_A \cdot \alpha = I_A \cdot \frac{70 \cdot \pi}{180 \cdot t_1} = 1,98 \cdot \frac{70 \cdot \pi}{180 \cdot 0,2} = 12,1 \text{ Nm} \quad (24)$$

**Pracovní cyklus:**



**Rozběhový moment:**

$$T_1 = M_C' + M_G + M_{DYN} = 323,76 + 41,13 + 12,1 = 376,99 \text{ Nm} \quad (25)$$

**Operační moment:**

$$T_2 = M_C' + M_G = 323,76 + 41,13 = 364,89 \text{ Nm} \quad (26)$$

**Doběhový moment:**

$$T_3 = M_C' + M_G - M_{DYN} = 323,76 + 41,13 - 12,1 = 352,79 \text{ Nm} \quad (27)$$

**Klidový moment:**

$$T_4 = 0 \text{ Nm}$$

**Průměrný moment:**

$$T_{av} = \sqrt[3]{\frac{n_1 \cdot t_1 \cdot |T_1|^3 + n_2 \cdot t_2 \cdot |T_2|^3 + n_3 \cdot t_3 \cdot |T_3|^3}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}} = \quad (28)$$

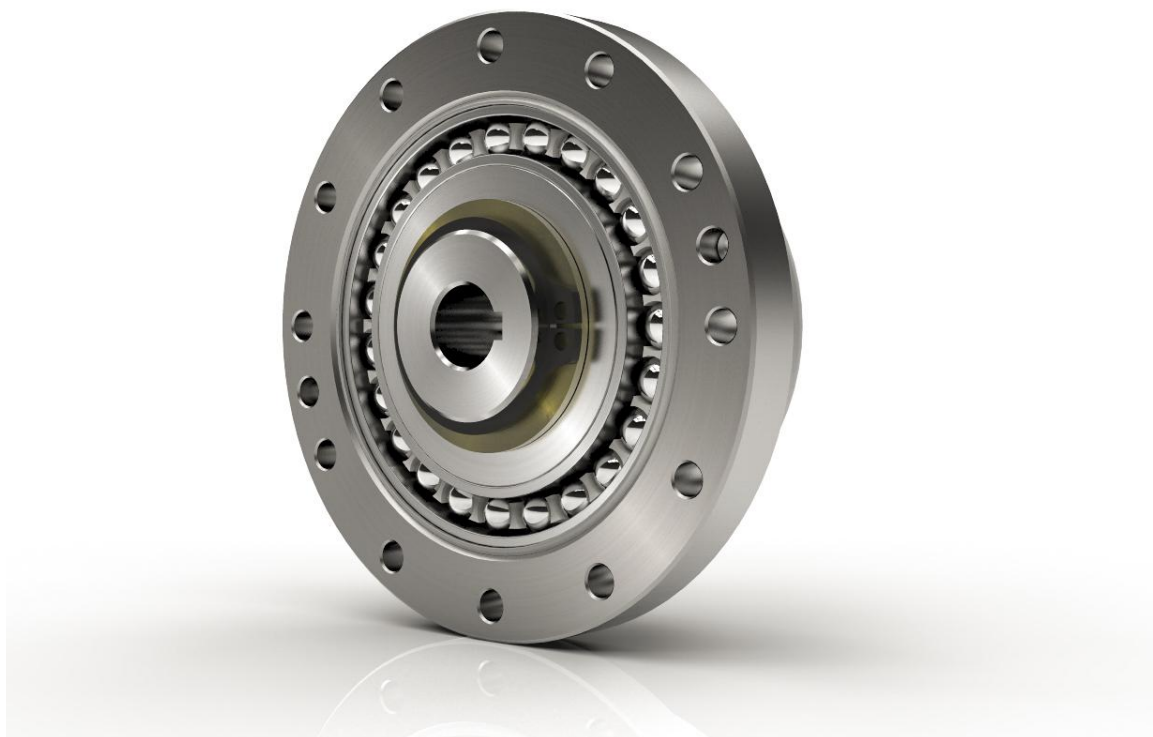
$$= \sqrt[3]{\frac{5,83 \cdot 0,2 \cdot |376,99|^3 + 11,67 \cdot 1,2 \cdot |364,89|^3 + 5,83 \cdot 0,4 \cdot |352,79|^3}{5,83 \cdot 0,2 + 11,67 \cdot 1,2 + 5,83 \cdot 0,4}} = 364,15 Nm$$

**Průměrné otáčky:**

$$N_{av} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3 + n_4 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} = \frac{5,83 \cdot 0,2 + 11,67 \cdot 1,2 + 5,83 \cdot 0,4 + 0 \cdot 0,69}{0,2 + 1,2 + 0,4 + 0,69} = 7,03 \text{ min}^{-1} \quad (29)$$

### 6.4.3 Výběr vhodné převodovky

Typ: CSF-2A



Obrázek 28: Vybraná vlnová převodovka firmy Harmonic Drive [16]

**Parametry vybrané převodovky [17]:**

Velikost: 40

Převodový poměr:  $R = 100$ Jmenovité vstupní otáčky:  $N_r = 2000 \text{ min}^{-1}$ Jmenovitý moment při  $2000 \text{ min}^{-1}$ :  $T_r = 265 \text{ Nm}$ Maximální opakovaný moment:  $T_{r\max} = 568 \text{ Nm}$ Maximální průměrný moment:  $T_{rav} = 372 \text{ Nm}$ Maximální kolizní moment:  $T_{\max} = 1080 \text{ Nm}$ Maximální vstupní otáčky (mazání tukem):  $n_{\max} = 4000 \text{ min}^{-1}$ Limitní průměrné vstupní otáčky (mazání tukem):  $n_{av} = 3000 \text{ min}^{-1}$ Moment setrvačnosti:  $I_{HD} = 0,00045 \text{ kgm}^2$ Účinnost:  $\eta_{HD} = 0,75$ Jmenovitá životnost:  $L_n = 35000$ **Životnost Harmonic drive:**

$$Lh = L_n \cdot \left( \frac{T_r}{T_{rav}} \right)^3 \cdot \frac{N_r}{N_{av}} = 35000 \cdot \left( \frac{265}{364,15} \right)^3 \cdot \frac{2000}{7,03 \cdot 100} = 38374,21h \quad (30)$$

Vybraná harmonická převodovka splňuje za daných podmínek požadavky na minimální životnost 20000 h.

**6.5 Výběr vhodného řemenového převodu**

V konstrukci frézovací hlavy byl použit řemen společnosti Gates. Řemenový převod byl navrhnout pomocí programu Gates Design Flex Pro a jeho hodnoty jsou obsaženy v příloze bakalářské práce.

Převodový poměr řemenového převodu:  $i_f = 1$ Účinnost řemenového převodu:  $\eta_f = 0,92$ **6.6 Výpočet parametrů a výběr vhodného servomotoru**

Díky vysokému převodovému poměru a souvisejícímu snížení požadovaného krouticího momentu servomotoru lze výrazně snížit jeho rozměry. Širokou nabídku servomotorů menších rozměrů poskytuje společnost Kollmorgen.

### 6.6.1 Výpočet krouticího momentu a otáček

**Minimální otáčky servomotoru:**

$$n_M = n_{A3min} \cdot R \cdot i_f = 11,67 \cdot 100 \cdot 1 = 1167 \text{ min}^{-1} \quad (31)$$

**Rozběhový krouticí moment servomotoru:**

$$M_M = \frac{T_1}{\eta_f \cdot \eta_{HD} \cdot i_f \cdot R} = \frac{376,99}{0,92 \cdot 0,77 \cdot 1 \cdot 100} = 5,32 \text{ Nm} \quad (32)$$

**Průměrný krouticí moment servomotoru:**

$$M_{Mav} = \frac{T_{av}}{\eta_f \cdot \eta_{HD} \cdot i_f \cdot R} = \frac{364,15}{0,92 \cdot 0,77 \cdot 1 \cdot 100} = 5,14 \text{ Nm} \quad (33)$$

**Požadovaný výkon servomotoru:**

$$P_M = M_M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} = 5,13 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1167}{60} = 626,93 \text{ W} \quad (34)$$

### 6.6.2 Výběr vhodného servomotoru

Kollmorgen AKM 44E 230V

**Parametry servomotoru [18]:**

Šířka:	$B_M = 90 \text{ mm}$
Klidový moment:	$M_{M0} = 5,76 \text{ Nm}$
Maximální moment:	$M_{M0max} = 19,9 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky:	$n_{Mn} = 1200 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý moment:	$M_{Mn} = 5,22 \text{ Nm}$
Jmenovitý výkon:	$P_{Mn} = 0,66 \text{ kW}$

### 6.7 Návrh a konstrukce brzdy

Minimální brzdny moment vyhovující zadání je 800 Nm, což přibližně vyhovuje krouticímu momentu vyvolanému maximální řeznou silou.



### 6.7.1 Návrh brzdného kotouče a brzdného tlaku

Pro výpočet průměru brzdného kotouče a brzdného tlaku vycházím z předpokladu, že je brzda vybavena z každé strany dvěma písty průměru 30mm.

#### Vstupní hodnoty:

Součinitel tření:	$f_B = 0,5$
Průměr pístu:	$D_{BP} = 26 \text{ mm}$
Počet pístů:	$N_{BP} = 4$
Tlak brzdného oleje:	$p_B = 75 \text{ bar} = 7,5 \text{ MPa}$
Bezpečnostní koeficient brzdy:	$k_B = 1,1$

#### Maximální krouticí moment vyvolaný řeznou silou:

$$M_{KCmax} = F_{Cmax} \cdot r = 1824,12 \cdot 0,375 = 684,05 \text{ Nm} \quad (35)$$

$$M_{KCmax} + M_G = 684,05 + 41,13 = 725,18 \text{ Nm} < 800 \text{ Nm} \rightarrow \quad (36)$$

→ Brzdný moment:  $M_B = 800 \text{ Nm}$

#### Brzdná síla:

$$F_{Br} = p_B \cdot f_B \cdot \frac{\pi D_{BP}^2}{4} \cdot N_{BP} \cdot \frac{1}{k_B} = \frac{2 \cdot M_B}{D_{BK}} \rightarrow D_{BK}' = \frac{8 \cdot M_B \cdot k_B}{p_B \cdot f_B \cdot \pi \cdot D_{BP}^2 \cdot N_{BP}} \quad (37)$$

#### Průměr brzdného kotouče (do vzdálenosti osy pístu):

$$D_{BK}' = \frac{8 \cdot M_B \cdot k_B}{p_B \cdot f_B \cdot \pi \cdot D_{BP}^2 \cdot N_{BP}} = \frac{8 \cdot 800000 \cdot 1,1}{7,5 \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot 26^2 \cdot 4} = 220 \text{ mm} \rightarrow D_{BK} = 230 \text{ mm} \quad (38)$$

### 6.7.2 Návrh nouzového brzdění

Pro nouzové zabrzdění jsou v konstrukci brzdy zahrnuty talířové pružiny, u kterých je potřeba vyvinutí dostatečné brzdné síly pro zabrzdění brzdy. Vyvinutá síla souvisí s deformací talířových pružin v zabrzděném stavu brzdy.

**Síla pružin jednoho pístu potřebná pro zabrzdění:**

$$F_{P_{\min}} = \frac{M_B}{\frac{D_{BK}}{2} \cdot N_{BP}} = \frac{800000}{\frac{230}{2} \cdot 4} = 1739,13N \quad (39)$$

**Maximální síla umožňující odbrzdění brzdou kapalinou:**

$$F_{P_{\max}} = p_B \cdot \frac{\pi \cdot (D_{BP}^2 - D_{BP1}^2)}{4} = 7,5 \cdot \frac{\pi \cdot (26^2 - 7^2)}{4} = 3693,33N \quad (40)$$

Pro brzdění se použije na každý píst sada dvou protilehlých talířových pružin DIN 2093:

Vnější průměr pružiny:  $D_{pr} = 25 \text{ mm}$

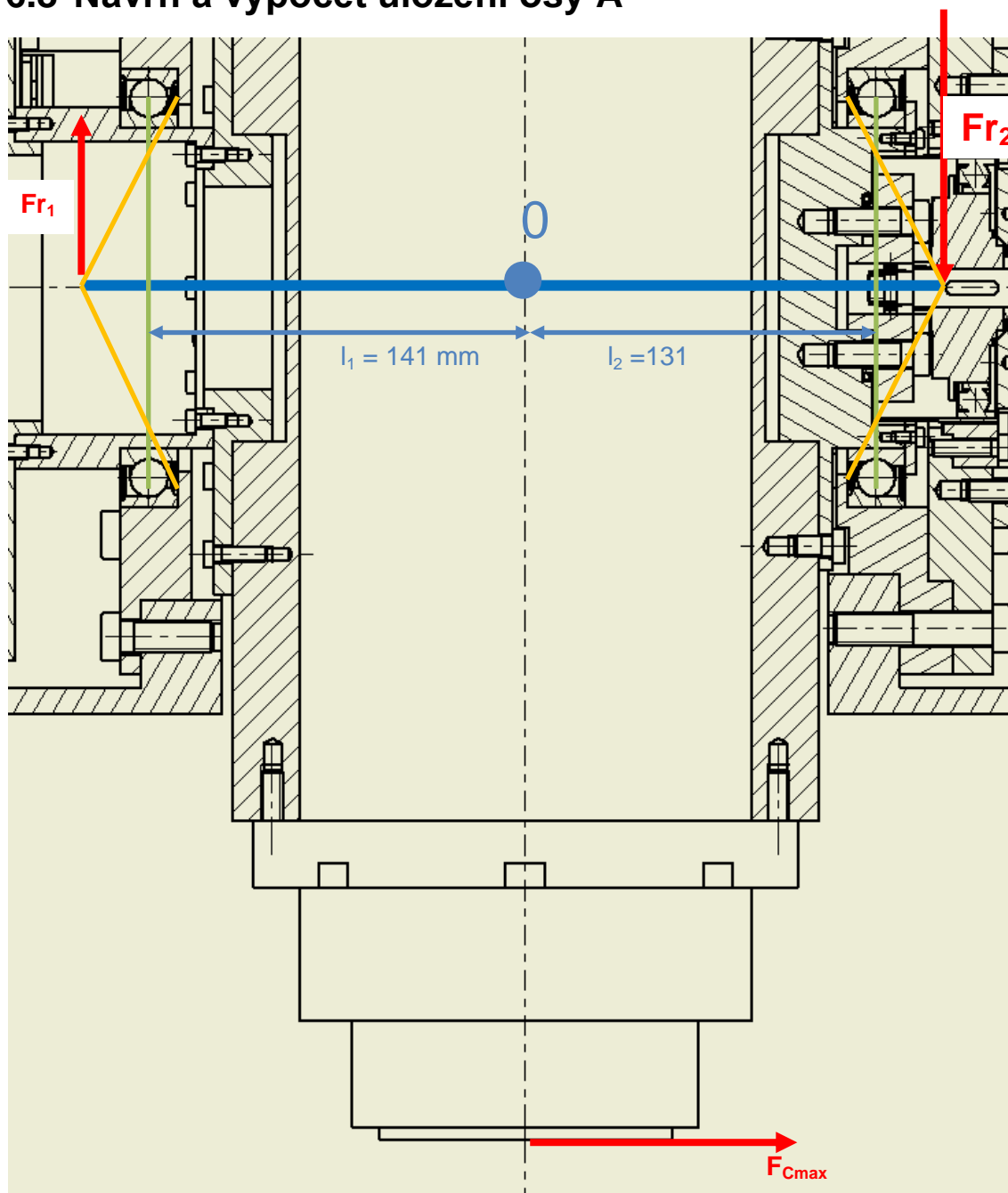
Vnitřní průměr pružiny:  $d_{pr} = 12,2 \text{ mm}$

Tloušťka materiálu:  $t_{pr} = 1,5 \text{ mm}$

Volná výška nezatížené pružiny:  $l_{0pr} = 2,05 \text{ mm}$

Rozdíl deformací sady pružin pro síly 2994,85 N a 1739,49 N je 0,38 mm. Je to tedy maximální vůle po nalepení brzdých destiček mezi destičkami a brzdým kotoučem.

## 6.8 Návrh a výpočet uložení osy A



Obrázek 29: Schéma uložení osy A a na něj působících sil

Pro uložení byla vybrána ložiska S71924 ACE/HCP4A společnosti SKF. Tato ložiska jsou poněkud předimenzovaná, ale je třeba použít ložiska s velkým vnitřním průměrem kvůli umístění harmonické převodovky na straně pohonu a prostoru pro vedení na straně brzdy.

**Parametry ložisek [19]:**Vnitřní průměr:  $d_{lo} = 120 \text{ mm}$ Vnější průměr:  $D_{lo} = 165 \text{ mm}$ Šířka:  $B_{lo} = 22 \text{ mm}$ Vzdálenost kosoúhlého styku od kraje:  $a_{lo} = 46,1 \text{ mm}$ Základní dynamická únosnost:  $C_{lo} = 44,9 \text{ kN}$ 

Výpočtové součinitele:

$$e_{lo} = 0,68$$

$$X_{2lo} = 0,41$$

$$Y_{2lo} = 0,87$$

**Výpočet radiálních sil:**

$$y: F_{r1} - F_{r2} = 0 \rightarrow F_{r1} = F_{r2} = F_r$$

$$M_0: F_{C_{\max}} \cdot r - F_{r2} \cdot (l_2 + a_{lo} - B_{lo}/2) - F_{r1} \cdot (l_1 + a_{lo} - B_{lo}/2) = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow F_r = \frac{F_{C_{\max}} \cdot r}{l_1 + l_2 + 2a_{lo} - B_{lo}} = \frac{1824,12 \cdot 0,375}{0,141 + 0,131 + 2 \cdot 0,0461 - 0,022} = 1998,96N \quad (41)$$

**Výpočet axiálního zatížení:**

$$\frac{1}{e_1} F_{r1} = \frac{1}{e_2} F_{r2} = \frac{1}{e_{lo}} F_r \quad (42)$$

$$F_{a2} = \frac{1}{e_{lo}} F_{r2} = \frac{1998,96}{0,68} = 2939,65N \quad (43)$$

$$F_{a1} = F_{a2} + F_{C_{\max}} = 2939,65 + 1824,12 = 4763,77N \quad (44)$$

**Dynamické ekvivalentní zatížení:**

$$\frac{F_{a1}}{F_r} = \frac{4763,77}{1998,96} = 2,38 \geq 0,68 \rightarrow P_{lo} = X_{2lo} \cdot F_r + Y_{2lo} \cdot F_{a1} = 0,41 \cdot 1998,96 + 0,87 \cdot 4763,77 = 4964,05N \quad (45)$$

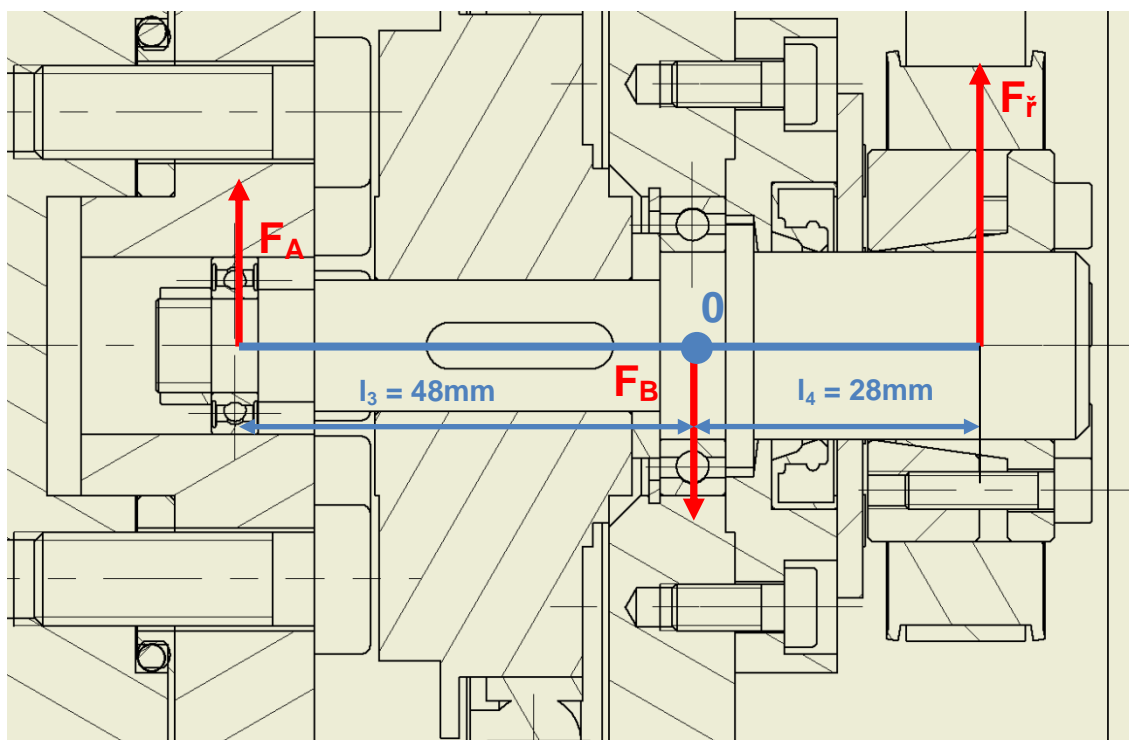
**Dynamická únosnost:**

$$C_{lo} = P_{lo} \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{A3min} \cdot L_h}{10^6}} = 4964,05 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 11,67 \cdot 20000}{10^6}} = 11965,21N \quad (46)$$

Vypočtená dynamická únosnost pro životnost 20000 h vyhovuje vybranému ložisku s dynamickou únosností  $C_{lo} = 44900$  N.

## 6.9 Návrh a výpočet uložení vstupního hřídele převodovky

Vstupní hřídel převodovky je radiálně zatížen silou napínající řemen. Lze tedy pro uložení použít dvě kuličková radiální ložiska.



Obrázek 30: Schéma uložení vstupního hřídele vlnové převodovky a na něj působících sil

**Výpočet radiálních sil:**

$$M_0: F_f \cdot l_4 - F_A \cdot l_3 = 0 \rightarrow F_A = F_f \cdot \frac{l_4}{l_3} = 215 \cdot \frac{28}{48} = 125,42N \quad (47)$$

$$y: F_A - F_B + F_f = 0 \rightarrow F_B = F_A + F_f = 125,42 + 215 = 340 N \quad (48)$$

**Dynamická únosnost:**

$$C_A = F_A \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{A3\min} \cdot R \cdot L_h}{10^6}} = 125,42 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 11,67 \cdot 100 \cdot 20000}{10^6}} = 1403,19N \quad (49)$$

$$C_B = F_B \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{A3\min} \cdot R \cdot L_h}{10^6}} = 340 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 11,67 \cdot 100 \cdot 20000}{10^6}} = 3803,9N \quad (50)$$

**Vybraná ložiska:**

Ložisko A [20]:

SKF W 61800

Vnitřní průměr:  $d_A = 10$  mm

Vnější průměr:  $D_A = 19$  mm

Šířka:  $B_A = 5$  mm

Dynamická únosnost:  $C_A = 1,48$  kN

Ložisko B [21]:

SKF 61804

Vnitřní průměr:  $d_B = 20$  mm

Vnější průměr:  $D_B = 32$  mm

Šířka:  $B_B = 7$  mm

Dynamická únosnost:  $C_B = 4,03$  kN

## 7 Závěr

Při přípravě konstrukce frézovací hlavy byla zpracována rešerše, týkající se problematiky konstrukce frézovací hlavy, soustřeďující se hlavně na pohon hlavy. Byly zpracovány zásady konstrukce obráběcích strojů a používané typy konstrukce frézovacích hlav, z nichž byl vybrán konstruovaný typ hlavy. Dále pak byly zpracované vhodné technologie pohonu os frézovacích hlav, zohledněny jejich výhody a nevýhody a uvedeny způsoby axiálně-radiálního uložení osy. Nakonec byla popsána problematika elektrovřeten.

V dalším kroku již byly navrženy vlastní varianty pohonu vybraného typu frézovací hlavy. Byly navrženy čtyři varianty: Pohon pomocí dvou servomotorů v režimu Master-Slave a ozubeného věnce, pohon šnekovým soukolím, řemenovým převodem a servomotorem, pohon pomocí vlnové (neboli harmonické) převodovky, řemenového převodu a synchronního servomotoru a nakonec pohon vybavený prstencovým motorem. Tyto varianty pak byly ohodnoceny na základě vhodných kritérií a byla vybrána varianta s nejvyšším hodnocením, tedy pohon vybavený harmonickou převodovkou.

Následně pak byla zkonstruována jednoosá frézovací hlava vybavená elektrovřetenem firmy Fischer. Osa A hlavy je poháněna harmonickou převodovkou firmy Harmonic Drive, řemenem firmy Gates a servomotorem firmy Kollmorgen. Hlavní součástí pohonu osy A je vlnová (harmonická) převodovka s převodovým poměrem 1:100, zajišťujícím vysoký krouticí moment na ose. Jednou z výhod této konkrétní převodovky jsou identické rozměry s několika převodovkami firmy Harmonic Drive, které však mají jiné převodové poměry. Při jejich nahrazování se však musí dbát na to, aby nebyly překročeny doporučené krouticí momenty v parametrech převodovky. Vstupní hřídel převodovky je stejně jako hřídel servomotoru upevněná k řemenici pomocí pouzdra Taper-lock. Navržený řemenový převod má převodový poměr 1:1 a slouží tedy pouze k prostorově výhodnějšímu umístění servomotoru v konstrukci frézovací hlavy. Servomotor je synchronní a je umístěn na posuvném rámu, určeném k napínání a uvolňování řemene. Brzda, umístěná na opačné straně od vřetena, je kotoučová a brzděna hydraulicky pomocí čtyř pístů, pro případ nouze je také vybavena havarijním brzděním. Brzdový kotouč brzdy osy A je keramický a brzděný pomocí brzdných destiček z aramidových vláken nalepených na planžetách brzdy, tlustých 0,5 mm. Tyto planžety pak zabraňují natočení brzdných pístů a vymezují vůle. Samotná

brzda je pak složena ze dvou téměř identických celků, které jsou snadno vyjímatelné v případě potřeby demontáže, například z důvodu poškození. Osou brzdného kotouče jsou pak vedeny kabely a hadice, které je potřeba přivést k elektrovřetenu. Kabely a hadice jsou pak brzdovou stranou hlavy vedeny k horní přírubě frézovací hlavy (odkud pak budou vyvedeny ke vřeteníku) společně s vedením brzdné kapaliny brzdy a elektrickému vedení servomotoru, přičemž je potřeba vzít v úvahu požadovaný rozsah natáčení osy A a vedení médií tomu přizpůsobit. Osa a vstupní hřídel harmonické převodovky jsou uloženy pomocí ložisek firmy SKF. Uložení osy A je provedeno pomocí dvou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem uspořádaným do "O". Z důvodu výhodnějšího prostorového uspořádání jsou ložiska k zabránění vnikání nečistot vybavena integrovaným těsněním. Vstupní hřídel převodovky je pak uložen pomocí dvou radiálních ložisek SKF a těsnění těchto ložisek a ložiska harmonické převodovky je provedeno pomocí O-kroužku na pružném kole převodovky a hřídelového těsnícího kroužku u vstupu do převodovky. Pro snížení hmotnosti frézovací hlavy bude rám, víka a těleso hlavy vyrobeny z hliníkové slitiny.

Výpočty provedené při konstrukci frézovací hlavy slouží k návrhu pohonu, brzdy a uložení osy A (a uložení vstupního hřídele převodovky). Konstrukce vychází z navržených řezných podmínek. Řezné podmínky byly navrženy pro hrubování, polodokončování a dokončování oceli a duralu. Výsledný návrh pohonu frézovací hlavy byl uzpůsobený pro dokončovací a polodokončovací operace při těchto řezných podmínkách společně s pohonem v provozu, zatímco hrubovací operace prováděné frézovací hlavou byly navrženy pro obrábění se zabrzděnou osou A. Z těchto podmínek byly získány hodnoty řezných sil, otáček a momentů. Na základě těchto hodnot bylo pak vybráno elektrovřetenno. To bylo vybráno z nabídky několika firem, sjednocené rozměry a upínacím kuželem. Vybraná elektrovřetenno firmy Fischer pak mají možnost výběru o vysoké variabilitě parametrů při stejných rozměrech. Dále bylo pak podle maximálního silového zatížení (a vzniklého kroutícího momentu v ose) a otáček vybráno vybavení pohonu (a to převodovka Harmonic Drive, řemen Gates a servomotor Kollmorgen), vypočítán potřebný brzdový moment a potřebná únosnost ložisek pro životnost nejméně 20000 hodin (a vybrána vhodná ložiska).

Konstruovaná frézovací hlava je vhodná hlavně pro dokončovací a polodokončovací operace, ale je v určitých mezích schopna i hrubovacích operací. Hlavní předností hlavy je snadná demontáž a možnost úpravy vlastností hlavy.



## 8 Seznamy

### 8.1 Seznam použité literatury

- [1] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef. *OBRÁBĚCÍ STROJE - Konstrukce a výpočty*. 2.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86
- [2] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 3. vyd. Praha: MM publishing, s. r. o., 2014. 684 s. ISBN 978-80-260-6780-1
- [3] HUI 50. 2017. *TOS Varnsdorf, a.s.: Milling heads* [online]. [cit. 2017-02-13] Dostupné z WWW: <http://www.tosvarnsdorf.cz/en/products/accessories/milling-heads/>
- [4] HV2V. 2017. *TOS Varnsdorf, a.s.: Milling heads* [online]. [cit. 2017-02-13] Dostupné z WWW: <http://www.tosvarnsdorf.cz/en/products/accessories/milling-heads/>
- [5] HOI 50. 2017. *TOS Varnsdorf, a.s.: Milling heads* [online]. [cit. 2017-02-13] Dostupné z WWW: <http://www.tosvarnsdorf.cz/en/products/accessories/milling-heads/>
- [6] MACHÁČEK, Jiří. Frézovací hlava - srdce portálového stroje. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 1997, roč. 9, č. 11, str. 64 [cit. 2017-02-20] Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje.html>
- [7] Torque motor. 2017. *Cytec Systems* [online]. [cit. 2017-02-14] Volně přeloženo z WWW: <http://www.cytecsystems.de/cytecsystems/english/index.htm>
- [8] Technology: Harmonic Drive. 2017. *Harmonic Drive Group* [online]. [cit. 2017-02-14] Volně přeloženo z WWW: <http://www.harmonicdrive.net/technology/harmonicdrive>
- [9] Výrobky: Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. 2017. *SKF* [online]. [cit. 2017-06-15] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>

- [10] Výrobky: Ložiska pro univerzální párování. 2017. *SKF* [online]. [cit. 2017-06-15] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/bearings-for-universal-matching/index.html>
- [11] Motorspindel. 2017. *Wikipedia* [online]. [cit. 2017-02-12] Volně přeloženo z WWW: <https://de.wikipedia.org/wiki/Motorspindel>
- [12] Motorspindel. 2017. *Cytec Systems* [online]. [cit. 2017-05-10] Dostupné z WWW: <http://www.cymill.de/spindel/spindel.html>
- [13] Products. 2017. *Omlat Srl* [online]. [cit. 2017-01-29] Volně přeloženo z WWW: [http://www.omlat.com/pdf/linea\\_fresatura\\_catalogo\\_omlat.pdf](http://www.omlat.com/pdf/linea_fresatura_catalogo_omlat.pdf)
- [14] Downloads. 2017. *Cytec Systems* [online]. [cit. 2017-01-29] Volně přeloženo z WWW: <http://www.cytecsystems-uk.com/speed.htm>
- [15] Store. 2017. *Fischer Spindle Group* [online]. [cit. 2017-01-30] Volně přeloženo z WWW: [http://shop.fischerspindle.com/WebRoot/Store/Shops/fp/52E6/761C/6A4C/6978/8084/B2FA/1909/CA3F/06\\_FISCHER\\_Fraesspindel\\_web\\_light.pdf](http://shop.fischerspindle.com/WebRoot/Store/Shops/fp/52E6/761C/6A4C/6978/8084/B2FA/1909/CA3F/06_FISCHER_Fraesspindel_web_light.pdf)
- [16] Products: CSF-40-100-2A-GR. 2017. *Harmonic Drive Group* [online]. [cit. 2017-03-12] Dostupné z WWW: <http://www.harmonicdrive.net/products/component-sets/cup-type/csf-2a/csf-40-100-2a-gr>
- [17] Products: CSF-2A. 2017. *Harmonic Drive Group* [online]. [cit. 2017-03-12] Dostupné z WWW: [http://www.harmonicdrive.net/\\_hd/content/documents/csf-csg.pdf](http://www.harmonicdrive.net/_hd/content/documents/csf-csg.pdf)
- [18] Products: AC Synchronous servomotors - AKM Series. 2017. *Kollmorgen* [online]. [cit. 2017-03-18] Dostupné z WWW: <http://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm-series-ac-synchronous-motors/ac-synchronous-servo-motors/>
- [19] Products: S71924 ACE/HCP4A. 2017. *SKF* [online]. [cit. 2017-03-29] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/acbb-skf-high-and-super-precision/index.html?designation=S71924%20ACE%20FHC>

[20] Products: W 61800. 2017. SKF [online]. [cit. 2017-03-29] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%2061800>

[21] Products: 61804. 2017. SKF [online]. [cit. 2017-03-29] Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=61804>

[22] FOREJT, Milan; PÍŠKA, Miroslav. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. 1. vyd. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s. r. o., 2006. 225 s. ISBN 80-214-2374-9

[23] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. vyd. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4

## 8.2 Seznam obrázků a tabulek

### 8.2.1 Seznam obrázků

Obrázek 1: Univerzální frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [3] .....	18
Obrázek 2: Vidlicová frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [4] .....	19
Obrázek 3: Ortogonální frézovací hlava firmy TOS Varnsdorf [5] .....	19
Obrázek 4: Motory Torque ve frézovací hlavě firmy CyTec[7] .....	21
Obrázek 5: Vnější rotor a vnitřní stator motoru Torqe firmy CyTec[7] .....	21
Obrázek 6: Pohon pastorkem a hřebenem s elektrickým vymezením vůle [2] .....	23
Obrázek 7: Frézovací hlava firmy Bokö se šnekovými pohony os a vřetena [2] .....	24
Obrázek 8: Tři části vlnové převodovky Harmonic Drive [8] .....	25
Obrázek 9: Generátor vln vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8] .....	26
Obrázek 10: Pružné kolo vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8] .....	26
Obrázek 11: Oběžné kolo vlnové převodovky firmy Harmonic Drive [8] .....	27
Obrázek 12: Schéma rotace vlnové převodovky Harmonic Drive [8] .....	27
Obrázek 13: Řez kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem [9] .....	30
Obrázek 14: Ložiska s kosoúhlým stykem sdružená do "T" (tandemu), do "O" a do "X" v tomto pořadí [10] .....	30
Obrázek 15: Elektrovřeteno firmy CyTec [12] .....	32
Obrázek 16: Schéma varianty č.1 .....	33
Obrázek 17: Schéma varianty č.2 .....	34
Obrázek 18: Schéma varianty č. 3 .....	35

Obrázek 19: Schéma varianty č. 4.....	36
Obrázek 20: Model frézovací hlavy .....	39
Obrázek 21: Řez konstruovanou frézovací hlavou .....	40
Obrázek 22: Uložení vstupního hřídele vlnové převodovky .....	41
Obrázek 23: Pohled na umístění brzdy v konstrukci frézovací hlavy .....	42
Obrázek 24: Postupně rozebíraná spodní část brzdy .....	42
Obrázek 25: Řez brzdou .....	43
Obrázek 26: Uložení osy A s naznačenými stykovými body na ose.....	44
Obrázek 27: Zjednodušené schéma vedení kabelů a hadic k horní přírubě hlavy .....	45
Obrázek 28: Vybraná vlnová převodovka firmy Harmonic Drive [16] .....	54
Obrázek 29: Schéma uložení osy A a na něj působících sil.....	59
Obrázek 30: Schéma uložení vstupního hřídele vlnové převodovky a na něj působících sil .....	61

## 8.2.2 Seznam tabulek

Tabulka 4.1: Hodnocení variant pohonu osy A .....	38
Tabulka 5.1: Soupis rozvodu médií od vrchní příruby hlavy a jejich rozlišení podle potřebného místa dopravení.....	44
Tabulka 6.1: Řezné podmínky obrábění oceli.....	46
Tabulka 6.2: Řezné podmínky obrábění duralu .....	46
Tabulka 6.3: Parametry obrábění .....	49
Tabulka 6.4: Parametry elektrovřeten firmy OMLAT[13] .....	50
Tabulka 6.5: Parametry elektrovřeten firmy CyTec [14] .....	50
Tabulka 6.6: Parametry elektrovřeten firmy Fischer [15].....	50

## 8.3 Seznamy příloh

### 8.3.1 Seznam textových příloh

Příloha 1:	Výpočet řezných sil, výkonů, otáček a momentů dokončování a polodokončování
Příloha 2:	Návrh řemenového převodu Gates

### 8.3.2 Seznam elektronických příloh

EP1) Bakalářská práce	
Umístění: CD → BP_2017_Horak_Tomas_BP0223.pdf	

EP2) Textová příloha 1: Výpočet řezných sil, výkonů, otáček a momentů dokončování a polodokončování

Umístění: CD → přílohy → textove\_prilohy → priloha\_1.pdf

EP) Textová příloha 2: Návrh řemenového převodu Gates

Umístění: CD → přílohy → textove\_prilohy → priloha\_2.pdf

EP4) Výkres sestavení: FRÉZOVACÍ HLAVA

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → frezovaci\_hlava →  
→ vykres sestaveni → 00\_01\_0000\_00.pdf

EP5) Výkres sestavení: TĚLESO FRÉZOVACÍ HLAVY

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace →  
→ teleso\_frezovaci\_hlavy → vykres sestaveni → 00\_02\_0000\_01.pdf

EP6) Výkres sestavení: KRYCÍ ČÁST POHONU

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → kryci\_cast\_pohonu →  
→ vykres sestaveni → 00\_03\_0000\_02.pdf

EP7) Výkres sestavení: BRZDA

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → brzda →  
→ vykres sestaveni → 00\_04\_0000\_03.pdf

EP8) Kusovník: FRÉZOVACÍ HLAVA

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → frezovaci\_hlava →  
→ kusovnik → 00\_01\_0000\_K.pdf

EP9) Výkres sestavení: TĚLESO FRÉZOVACÍ HLAVY

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace →  
→ teleso\_frezovaci\_hlavy → kusovnik → 00\_02\_0000\_K.pdf

EP10) Výkres sestavení: KRYCÍ ČÁST POHONU

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → kryci\_cast\_pohonu →  
→ kusovnik → 00\_03\_0000\_K.pdf

## EP11) Výkres sestavení: BRZDA

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → brzda →  
→ kusovník → 00\_04\_0000\_K.pdf

## EP12) Výrobní výkres: PŘÍRUBA OSY A - STRANA POHONU

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → vyrobni\_vykresy →  
→ 00\_05\_0000\_02.pdf

## EP13) Výrobní výkres: PŘÍRUBA RÁMU - STRANA POHONU

Umístění: CD → přílohy → vykresova\_dokumentace → vyrobni\_vykresy →  
→ 00\_06\_0000\_01.pdf

## EP14) Model frézovací hlavy

Umístění: CD → přílohy → model → frezovaci\_hlava.stp

### 8.3.3 Seznam výkresové dokumentace

#### Výkresy sestavení:

00-01-0000-00 .....	FRÉZOVACÍ HLAVA
00-02-0000-01 .....	TĚLESO FRÉZOVACÍ HLAVY
00-03-0000-02 .....	KRYCÍ ČÁST POHONU
00-04-0000-03 .....	BRZDA

#### Kusovníky:

00-01-0000-K .....	FRÉZOVACÍ HLAVA
00-02-0000-K .....	TĚLESO FRÉZOVACÍ HLAVY
00-03-0000-K .....	KRYCÍ ČÁST POHONU
00-04-0000-K .....	BRZDA

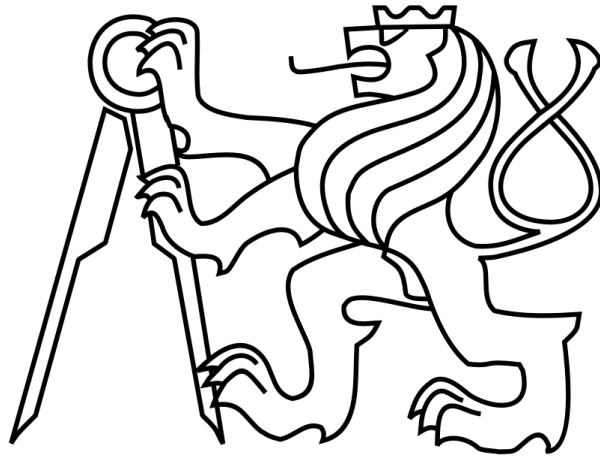
#### Výrobní výkresy:

00-05-0000-02 .....	PŘÍRUBA OSY A - STRANA POHONU
00-06-0000-01 .....	PŘÍRUBA RÁMU - STRANA POHONU

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Bakalářská práce

Návrh jednoosé frézovací hlavy s elektrovřetenem

## Textové přílohy

# Textové přílohy

## Příloha 1: Výpočet řezných sil, výkonů, otáček a momentů dokončování a polodokončování

### 1 Polodokončování

#### 1.1 Ocel 11523

**Jmenovitá tloušťka třísky:**

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,19 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,19 \text{ mm} \quad (51)$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{2}{\sin 90^\circ} = 2 \text{ mm} \quad (52)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi = 0,19 \cdot 2 \cdot \sin 90^\circ = 0,38 \text{ mm}^2 \quad (53)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{1500}{0,19^{0,25}} = 2271,97 \text{ MPa} \quad (54)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos \left( \frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}} \right) = \arccos \left( \frac{2}{6} \right) = 1,231 \quad (55)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 5 = 0,98 \rightarrow 1 \quad (56)$$



**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^1 0,38 \cdot 2271,97 = 863,35N \quad (57)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{280 \cdot 863,35}{60} = 4028,96W \quad (58)$$

**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{280}{\pi \cdot 0,05} = 1782,54 \text{ min}^{-1} \quad (59)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{Kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 863,35 \cdot \frac{0,05}{2} = 21,58Nm \quad (60)$$

## 1.2 Dural

**Jmenovitá tloušťka třísky:**

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,2 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,2 \text{ mm} \quad (61)$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{1}{\sin 90^\circ} = 1mm \quad (62)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi_i = 0,2 \cdot 1 \cdot \sin 90^\circ = 0,2 \text{ mm}^2 \quad (63)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{900}{0,2^{0,25}} = 1345,81MPa \quad (64)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos\left(\frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}}\right) = \arccos\left(\frac{2}{6}\right) = 1,231 \quad (65)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 7 = 1,37 \rightarrow 2 \quad (66)$$

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^2 0,2 \cdot 1345,81 = 538,33N \quad (67)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{800 \cdot 538,33}{60} = 7177,67W \quad (68)$$

**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{800}{\pi \cdot 0,05} = 5092,96 \text{ min}^{-1} \quad (69)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{Kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 538,33 \cdot \frac{0,05}{2} = 13,46Nm \quad (70)$$

## 2 Dokončování

### 2.1 Ocel 11523

**Jmenovitá tloušťka třísky:**

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,8 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,8 \text{ mm} \quad (71)$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{0,3}{\sin 90^\circ} = 0,3 \text{ mm} \quad (72)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi_i = 0,8 \cdot 0,3 \cdot \sin 90^\circ = 0,24 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{1500}{0,8^{0,25}} = 1586,06 \text{ MPa} \quad (74)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos \left( \frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}} \right) = \arccos \left( \frac{2}{6} \right) = 1,231 \quad (75)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 2 = 0,39 \rightarrow 1 \quad (76)$$

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^1 0,24 \cdot 1586,06 = 380,65 \text{ N} \quad (77)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{309 \cdot 380,65}{60} = 1960,37 \text{ W} \quad (78)$$

**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{309}{\pi \cdot 0,0113} = 8704,23 \text{ min}^{-1} \quad (79)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 380,65 \cdot \frac{0,0113}{2} = 2,15 Nm \quad (80)$$

## 2.2 Dural

**Jmenovitá tloušťka třísky:**

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \phi = 0,15 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,15 \text{ mm} \quad (81)$$

**Jmenovitá šířka třísky:**

$$b_{Di} = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{0,5}{\sin 90^\circ} = 0,5 \text{ mm} \quad (82)$$

**Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub:**

$$A_{Di} = h_{Di} \cdot b_{Di} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \phi = 0,15 \cdot 0,5 \cdot \sin 90^\circ = 0,075 \text{ mm}^2 \quad (83)$$

**Měrná řezná síla:**

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h_D^{mc}} = \frac{900}{0,15^{0,25}} = 1446,17 \text{ MPa} \quad (84)$$

**Úhel záběru:**

$$\phi = \arccos \left( \frac{\frac{D}{6}}{\frac{D}{2}} \right) = \arccos \left( \frac{2}{6} \right) = 1,231 \quad (85)$$

**Počet zubů v záběru:**

$$z_z = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot z = \frac{1,231}{2 \cdot \pi} \cdot 6 = 1,18 \rightarrow 2 \quad (86)$$

**Řezná síla:**

$$F_c = \sum_{i=1}^{z_z} A_{Di} \cdot k_{ci} = \sum_{i=1}^2 0,075 \cdot 1446,17 = 216,93 \text{ N} \quad (87)$$

**Řezný výkon:**

$$P_c = \frac{v_c \cdot F_c}{60} = \frac{260 \cdot 216,93}{60} = 940,01W \quad (88)$$

**Řezné otáčky:**

$$n_c = \frac{v_c}{\pi \cdot D} = \frac{260}{\pi \cdot 0,009525} = 8688,77 \text{ min}^{-1} \quad (89)$$

**Krouticí moment vyvolaný řeznou silou:**

$$M_{Kc} = F_c \cdot \frac{D}{2} = 216,93 \cdot \frac{0,009525}{2} = 1,03 Nm \quad (90)$$

## Příloha 2: Návrh řemenového převodu Gates

VSTUP		Info. o pohonu	Hnací	Hnaný
Navrženo pro:		Zajišťuje: Tomas Horak FS CVUT tomas.horak94@gmail.com 608804346 Telefon		
Aplikace: <b>Konstrukce #1</b>				
Poměr otáček:	1,00	Otáčky za minutu:	1160,0	1160,0 +/-4%
Výkon motoru:	0,56 kW, Účinnost: 100,00 %	Maximální obvodová rychlost:	33 m / s	33 m / s
Provozní faktor:	1,6	Průměr hřídele:	19 mm	20 mm
Konstr. výkon:	0,89 kW	Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Bez provedení s min dírou		
Středová vzdálenost:	310 mm +/-10%	Kontrolované řemeny: PowerGrip GT3, PowerGrip GTX, PowerGrip		
Stand. motoru:	3-fáze			
ZVOLENÝ POHON				
Typ řemene: <b>PowerGrip GT3 - 5MGT</b>		<b>Řemen</b>	<b>Hnací</b>	<b>Hnaný</b>
Poměr otáček:	<b>1,0</b>	Díl č.: 800-5MGT3-9	36-5MR-15	36-5MR-15
Rychlost hnaná:	<b>1160,0</b>	Produkt č.: 9400-55300		
Nominální výkon:	<b>1,34 kW</b>	Horní šířka:	18,00 mm	18,00 mm
Na hřídel:	<b>207 N</b>	Hmotnost:	30 g	--
Středová vzdálenost:	310,0 mm	Obv. rychl. m/s:	3,5 m / s	3,4 m / s
Instalační tolerance:	289,2 mm až 310,8 mm	Otáčky za minutu:	261,0	1160,0
		Pouzdro položka č.:	--	1108*20mm
		Díra:	19 mm	20 mm
		Bolt točivého momentu:	6,2 Nm	6,2 Nm
		Roztečný průměr:	57,30 mm	57,30 mm
NAPĚTÍ				
Statické napětí (na drážku/žebro):	Nový řemen: 98 až 108 N	Použitý řemen: 69 až 78 N	Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změňte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.	
Statický Belt Pull (Celková síla):	196 až 215 N	137 až 157 N		
Průhyb na drážku/žebro:	6,00 mm	6,00 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro:	1,1 až 1,2 kgf	0,90 až 0,98 kgf		
Sonic - měřič napětí:	98 až 108 N	69 až 78 N	Nastavení Sonicu:	
Frekvence řemene:	83 až 87 Hz	70 až 74 Hz	Hmoty 4,1g / m, Šířka: 9 mm/#R, Rozpětí: 310 mm	
POZNÁMKY				
- Řidič řemenice musí přírubu				
Tato zpráva: (1) se vztahuje pouze na produkty Gates; (2) obsahuje důvěrné informace; (3) lze poskytnout pouze na podporu prodeje nebo údržbu našich výrobků; a (4) není zárukou výkonnosti.				
Výrobky Brány nejsou navrženy, vyrobeny nebo zkušeny pro použití v aplikacích letadel, včetně letadel, vrtule nebo rotoru pohonné systémy, a všechny osazené nebo bezpilotních vzdušných prostředcích všeho druhu. Zvedací a Brzdové systémy mají zvláštní ohledy. Kupující má výlučnou odpovědnost za výběr a testování produktů pro každé zamýšlené použití.				
Tato zpráva a jakýkoli výrobek uvedený v této zprávě se vztahují Gates Standardních podmínkách prodeje, včetně všech odmítnutí odpovědnosti, vyloučení a omezení záruky, vyjádřené nebo předpokládané. Tyto podmínky lze nalézt na <a href="http://ww2.gates.com/termsofsale~pobj">ww2.gates.com/termsofsale~pobj</a> .				