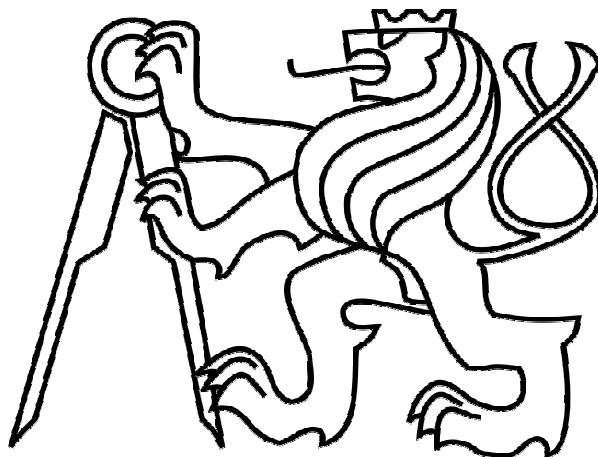


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

**Návrh nové otočné hlavy pro kontinuální obrábění ve dvou  
osách 5-ti osého centra CARBO COMPACT CNC pro  
opracování kamene**

### Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou 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 15.6.2015

.....

podpis

---

### **Poděkování**

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Červenkovi za vedení této diplomové práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování.

Děkuji také panu Ing. Romanu Prokýškovi, CSc., Ing. Petru Hynkovi a Ing. Luboši Prchalovi za množství hodnotných informací a připomínek, jež mi poskytli při tvorbě této diplomové práce.

Chtěl bych také poděkovat svým rodičům a své přítelkyni za nesmírnou podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia a tvorbě této diplomové práce.

---

### **Anotace**

<i>Jméno autora:</i>	Bc. Tomáš Vytiska
<i>Název DP:</i>	Návrh nové otočné hlavy pro kontinuální obrábění ve dvou osách 5-ti osého centra CARBO COMPACT CNC pro opracování kamene
<i>Rozsah práce:</i>	95 stran
<i>Akad. rok vyhotovení:</i>	2014/2015
<i>Ústav:</i>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<i>Vedoucí DP:</i>	Ing. Jaroslav Červenka
<i>Konzultant:</i>	Ing. Jan Peroutka
<i>Zadavatel tématu:</i>	Kaspe a.s.
<i>Využití:</i>	Vylepšení obráběcích strojů pro obrábění kamene
<i>Klíčová slova:</i>	rotační hlava, konstrukce, obrábění kamene, 2 rotační osy, Carbo Compact CNC
<i>Anotace:</i>	Předložená diplomová práce se zabývá návrhem nové dvouosé rotační hlavy pro stroj Carbo Compact CNC na obrábění kamene. Na základě výpočtů zatížení a provozních podmínek mechanismu byly navrženy pohony rotačních os a další konstrukční celky stroje. Nové řešení je oproti stávajícímu vylepšeno a přináší možnost kontinuálního obrábění frézovacími nástroji a řeznými kotouči.

---

## Annotation

<i>Author:</i>	Bc. Tomáš Vytiska
<i>Title of dissertation:</i>	Design of new swivel head for continuous machining in two axes of 5-axis CNC center Carbo Compact CNC for stone processing.
<i>Extent:</i>	95 pages
<i>Academic year:</i>	2014/2015
<i>Department:</i>	Department of Production Machines
<i>Supervisor:</i>	Ing. Jaroslav Červenka
<i>Consultant:</i>	Ing. Jan Peroutka
<i>Submitter of the Theme:</i>	Kaspe a.s.
<i>Application:</i>	Improvement of machine tools for stone processing
<i>Key words:</i>	swivel head, design, stone cutting, 2 rotary axes, Carbo Compact CNC
<i>Annotation:</i>	This thesis deals with the design of new 2 axis swivel head for stone cutting machine Carbo Compact CNC. Based on analysis of structure kinematics and operating conditions of this mechanism was found the solution. The new solution is improved compared to the current and allow continuous machining with milling tools and cutting blades.

---

# Obsah

Obsah .....	6
Přehled použitých veličin a jednotek .....	8
Seznam obrázků .....	11
Seznam tabulek .....	13
Seznam grafů.....	14
1 Úvod .....	15
2 Cíl práce.....	16
3 Stav řešené problematiky.....	17
3.1 Formátovací pila Carbo Compact CNC.....	17
3.2 Výrobci obdobných strojů s 2 osou otočnou hlavou .....	20
3.2.1 GMM (Itálie).....	20
3.2.2 Marchetti Group (Itálie).....	24
3.2.3 Löffler (Německo).....	25
3.2.4 Donatoni macchine (Itálie).....	27
3.3 Otočné dvouosé hlavy.....	29
3.3.1 Rozdělení dvouosých otočných hlav dle konstrukce .....	30
3.3.2 Druhy pohonu rotačních os otočných hlav.....	32
3.4 Přehled otočných hlav různých výrobců.....	32
3.4.1 Převod (řemen, šnek, ozub. kola) + servomotor.....	32
3.4.2 Prstencový motor.....	36
3.4.3 Harmonická (cykloidní)/planetová převodovka + servomotor .....	38
3.4.4 Zhodnocení konstrukcí .....	39
3.5 Shrnutí provedené rešerše.....	40
4 Vlastní řešení .....	42
4.1 Ideové návrhy řešení pohonů otočné hlavy.....	42
4.1.1 Výběr nejvhodnější varianty .....	47
4.2 Výpočet řezných sil při frézování .....	48
4.3 Výpočet řezných sil při vrtání .....	51
4.4 Výpočet řezných sil při řezání kotoučem.....	53
4.5 Vliv gyroskopického momentu .....	55

4.6	Výpočet zatížení mechanismu .....	62
4.7	Návrh ložisek .....	69
4.8	Návrh pohonů rotačních os .....	73
4.9	Návrh brzd .....	80
4.10	Odměřování .....	82
4.11	Konstrukce otočné hlavy .....	83
4.12	Těsnění .....	85
4.13	Posuvný koncový doraz .....	86
4.14	Vodiče a přívody médií .....	87
4.15	Pevnostní výpočet šroubů na vidlici .....	88
5	Závěr .....	90
6	Seznamy .....	92
6.1	Použitá literatura a odkazy .....	92
6.2	Seznam použitého software .....	94
6.3	Seznam příloh .....	94
6.3.1	Textové přílohy .....	94
6.3.2	Seznam výkresová dokumentace .....	94
6.3.3	Elektronické přílohy (CD) .....	94

## Přehled použitých veličin a jednotek

<b>Veličina</b>	<b>Popis</b>	<b>Jednotka</b>
$A_D$	Jmenovitá šířka třísky pro i-tý zub	[mm <sup>2</sup> ]
$a_e$	Pracovní záběr	[mm]
$A_j$	Průřez jádra šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$a_p$	Šířka záběru ostří	[mm]
$b$	Jmenovitá šířka třísky	[mm]
$D$	Průměr (fréza, vrták, kotouč)	[mm]
D, K	Rozměry mechanismu	[m]
$f$	Posuv na otáčku	[mm/ot]
$F_c$	Řezná síla	[N]
$F_{ij1}, F_{ij2}, F_{ij3}$	Složky rozkladu sil od obrábění	[N]
$F_{kc}$	Měrná řezná síla	[N/mm <sup>2</sup> ]
$F_o$	Síla od obrábění (zaokrouhlená)	[N]
$F_{př}$	Síla předpětí	[N]
$F_T$	Třecí síla	[N]
$f_t$	Součinitel tření	[1]
$F_x, F_y, F_z$	Síly od obrábění	[N]
$f_z$	Posuv na zub	[mm/zub]
$F_{zat}$	Zatížení šroubu kolmo na osu	[N]
$F_{ZO}$	Zatížení v ose šroubu	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_2, G_3$	Tíha tělesa 2 a 3	[N]
$h$	Jmenovitá tloušťka třísky	[mm]
$H_1$	Nosná výška závitu	[mm]
$h_d$	Jmenovitý průřez třísky	[mm]
$h_r$	Hloubka řezu	[mm]
$J_{o34}$	Moment setrvačnosti k ose $o_{34}$	[kg.m <sup>2</sup> ]



$K_m$	Konstanta odporu materiálu	[1]
$L$	Délka třísky	[mm]
$m_2, m_3$	Hmotnost tělesa 2 a 3	[kg]
$M_{Ax}, M_{Ay}, M_{Az}$	Momentové reakce v bodě A	[Nm]
$Mb_1, Mb_2$	Brzdny moment brzdy	[Nm]
$Mb_A, Mb_C$	Požadovaný brzdny moment osy A, C	[Nm]
$M_{Bx}, M_{By}, M_{Bz}$	Momentové reakce v bodě B	[Nm]
$M_G i, j$	Gyroskopický moment	[Nm]
$M_{Gx}, M_{Gy}$	Složky gyroskopického momentu $M_{G23,34}$	[Nm]
$m_h$	Délka zašroubování	[mm]
$Mk_M$	Požadovaný moment servomotoru	[Nm]
$Mko_A, Mko_C$	Moment od obrábění ve smyslu rotace osy A, C	[Nm]
$Mk_P$	Odpor převodovky při běhu bez zatížení	[Nm]
$Mkp_A$	Potřebny moment za převodovkou (osa A)	[Nm]
$Mkp_C$	Potřebny moment za převodovkou (osa C)	[Nm]
$M_v$	Krouticí moment v ose vrtáku	[Nm]
$m_v, m_k$	Hmotnost vřetena, kotouče	[kg]
$n$	Otáčky	[ot/min]
$n_1$	Max. otáčky kotouče	[ot/min]
$n_2$	Otáčky na ose $o_{23}$	[ot/min]
$n_3$	Otáčky na ose $o_{12}$	[ot/min]
$n_M$	Minimální potřebné otáčky motoru	[ot/min]
$n_P$	Požadovaná rychlost otáčení hlavy v ose C	[ot/min]
$n_z$	Počty závitů	[1]
$o$	Obvodová rychlost	[m/s]
$P$	Převodový poměr cykloidní převodovky	[1]
$P_C$	Řezny výkon	[kW]
$P_S$	Stoupání závitu	[mm]
$p_Z, p_D$	Tlak v závitu, dovoleny tlak v závitu	[MPa]

$R$	Poloměr kotouče	[mm]
$R_A, R_B$	Reakce na ložiska od gyro. momentu na ose $o_{23}$	[N]
$R_{Ar}$	Radiální zatížení ložiska v bodě A	[N]
$R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Az}$	Silové reakce v bodě A	[N]
$R_{Br}$	Radiální zatížení ložiska v bodě B	[N]
$R_{Bx}, R_{By}, R_{Bz}$	Silové reakce v bodě B	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_{H1}, R_{H2}$	Reakce na ložiska od gyro. momentu na ose $o_{12}$	[N]
$R_m$	Pevnost materiálu v tlaku	[MPa]
$s_s$	Střední tloušťka třísky	[mm]
$t$	Rozteč zubů	[mm]
$t_k$	Šířka kotouče	[mm]
$v_c$	Řezná rychlost	[m/min]
$v_f$	Rychlost posuvu	[mm/min]
$V_k$	Objem kotouče	[m <sup>3</sup> ]
$z$	Počet břitů	[1]
$z_z$	Počet zubů v záběru	[1]
$\alpha$	Středový úhel	[°]
$\alpha_{ij}$	Úhlové zrychlení	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\alpha_{RES\ i,j}$	Resalovo zrychlení	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\gamma_r, \kappa_r$	Úhel nastavení hlavního ostří	[°]
$\rho$	Hustota oceli	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\vartheta$	Úhel záběru frézy	[°]
$\sigma_t, \sigma_{Dt}$	Tahové napětí, dovolené tahové napětí	[MPa]
$\varphi$	Úhel posunového pohybu	[°]
$\omega_{ij}$	Úhlová rychlost	[rad/s]

## Seznam obrázků

Obr. 1: CarboCompact CNC1 [2] .....	17
Obr. 2: Carbo Compact CNC 2 [2] .....	18
Obr. 3: Vřeteno Saccardo XS [6].....	18
Obr. 4: Rozměry vřetene [6].....	19
Obr. 5: Brio CNC 1 [3].....	20
Obr. 6: Řezací stroj BRIO CNC 2 [3].....	21
Obr. 7: Stroj INTRA CNC [3] .....	22
Obr. 8: ZEDA CNC 1 [3].....	23
Obr. 9: ZEDA CNC 2 [3].....	23
Obr. 10: Stroj Axco [4].....	24
Obr. 11: Vidlicová hlava Axco [4] .....	25
Obr. 12: Stroj LDZ 2000 [5].....	26
Obr. 13: Otočná 2osá hlava LDZ 2000 [5].....	26
Obr. 14: Otočná hlava Kronos [8].....	27
Obr. 15: Řezací centrum Kronos [8].....	28
Obr. 16: Vidlicová hlava firmy Haco [10] .....	30
Obr. 17: Vidlicová hlava Sempuco KFU/M1/90-NC1 [11].....	30
Obr. 18: Angulární hlava firmy Sempuco .....	31
Obr. 19: Angulární hlava firmy HSD .....	31
Obr. 20: Výrobní portfolio CyTec [14].....	31
Obr. 21: Zimmermann AC 2A [15].....	33
Obr. 22: Zimmermann VH 2 [16] .....	34
Obr. 23: Zimmermann FZ 40 [17].....	35
Obr. 24: Prstencový motor [18] .....	36
Obr. 25: CMS Cronus [19].....	36
Obr. 26: CyTec M21 [18].....	37
Obr. 27:Vidlicová hlava HEADTec [20] .....	38
Obr. 28: Ideový návrh V1a .....	42
Obr. 29: Ideový návrh V1b .....	42
Obr. 30: Ideový návrh V2a .....	43

Obr. 31: Ideový návrh V2b .....	44
Obr. 32: Ideový návrh V3a .....	45
Obr. 33: Ideový návrh V3b .....	45
Obr. 34: Ideový návrh V4a .....	46
Obr. 35: Ideový návrh V4b .....	47
Obr. 36: Schéma frézování [22] .....	49
Obr. 37: Schéma vrtání [22] .....	51
Obr. 38: Schéma řezání kotoučem [21].....	53
Obr. 39: Tělesa mechanismu .....	56
Obr. 40: Schema výpočtu (přední pohled) .....	57
Obr. 41: Schéma výpočtu (boční pohled).....	57
Obr. 42: Působení gyroskopických momentů.....	60
Obr. 43: Zjednodušené schéma mechanismu.....	62
Obr. 44: Schéma zatížení tělesa 3 .....	63
Obr. 45: Schéma zatížení tělesa 2 .....	64
Obr. 46: Valivé ložisko se zkříženými válečky [23].....	72
Obr. 47: Konstrukce ložiska XU120222 [24] .....	73
Obr. 48: Servopohon CHA Harmonic drive [26] .....	75
Obr. 49: Minimální středový průchozí otvor.....	76
Obr. 50: Schema cykloidní převodovky [27].....	78
Obr. 51: Moment převodovky bez zatížení [27].....	79
Obr. 52: Princip pneumatické brzdy [25] .....	81
Obr. 53: Brzda Hema RotoClamp [25] .....	81
Obr. 54: Odměřování polohy Heidenhain ERM 2410 [28].....	82
Obr. 55: Hlavní části otočné hlavy.....	83
Obr. 56: Horní část bez krytování.....	83
Obr. 57: Spodní část bez krytování .....	83
Obr. 58: Detail horizontální osy .....	84
Obr. 59: Detail svislé osy .....	85
Obr. 60: Rozmístění těsnění .....	86
Obr. 61: Posuvný doraz .....	87

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry vřetene XS [6] .....	19
Tabulka 2: Řezné podmínky dle materiálu [7] .....	19
Tabulka 3: Doporučené otáčky dle průměru kotouče a obvodové rychlosti [7]	20
Tabulka 4: Parametry Brio CNC [3].....	21
Tabulka 5: Parametry Intra [3].....	22
Tabulka 6: Parametry ZEDA [3] .....	23
Tabulka 7: Parametry Axco [4].....	25
Tabulka 8: Parametry LDZ 2000 [5] .....	27
Tabulka 9: Parametry Kronos [8].....	28
Tabulka 10: Otočné hlavy Noat [9].....	30
Tabulka 11: Zhodnocení konstrukcí otočných hlav .....	40
Tabulka 12: Vlastnosti frézovacích nástrojů .....	48
Tabulka 13: Vlastnosti materiálů .....	48
Tabulka 14: Známé hodnoty .....	48
Tabulka 15: Vlastnosti diamant. vrtáku .....	51
Tabulka 16: Typy vodičů a hadic průchozích v ose pohonu .....	76
Tabulka 17: Typy těsnění [33].....	86

## Seznam grafů

Graf 1: Průběh reakce RAr.....	67
Graf 2: Průběh reakce Raz .....	68
Graf 3: Průběh reakce RBr.....	68
Graf 4: Průběh reakce RBy .....	69
Graf 5: Pracovní spektrum stroje.....	71

# 1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem 2 osé rotační hlavy pro CNC stroj firmy Kaspé a.s. Firma Kaspé a.s. z Pelhřimova navrhuje a vyrábí stroje pro obrábění kamene. Navrhovaná hlava bude určena pro jeden konkrétní typ z výrobní řady produktů této firmy. Jedná se o zařízení určené pro obrábění materiálů, jako jsou žula, mramor, pískovec, umělý kámen apod., který nese označení Carbo Compact CNC. V současnosti již daný stroj rotační hlavou disponuje, tato hlava však při delším používání vykazuje problémy vedoucí až ke zničení některých částí hlavy (převodovka). Tento stav je dle dostupných informací způsoben tím, že při návrhu pohonů rotačních os nebylo uvažováno působení gyroskopických momentů (za rotace pilového kotouče), a tak jsou některé části hlavy poddimenzovány a za určitý čas dojde k jejich přetížení. Návrh nové otočné hlavy by měl tento problém vyřešit a také by měl přinést určitá konstrukční vylepšení. Dle požadavků firmy Kaspé a.s. bude nová hlava oproti současnému stavu umožňovat kontinuální obrábění frézou o průměru 20mm a řezání kotoučem o průměru 630mm. U nové hlavy bude použito dané vřeteno se schopností automatické výměny nástrojů a s možností upnutí jak pilových kotoučů, tak frézovacích nástrojů. Obě osy také bude možno při obrábění aretovat v požadované poloze.

Konstrukční návrh znesnadňuje skutečnost, že se jedná o stroj pro obrábění kamene, což je poměrně nestandardní materiál, jehož vlastnosti nejsou tak dokonale zmapovány jako například u oceli. To se projeví zejména při stanovení řezných sil při obrábění, kdy některé výpočtové vztahy nemusí pro tyto materiály platit. Stejně tak nejsou snadno k dispozici materiálové konstanty potřebné pro výpočet. Pro obrábění kamene se také používají jiné typy nástrojů než pro ocel.

## 2 Cíl práce

Cílem diplomové práce je navrhnout 2 osou rotační hlavu pro stroj Carbo Compact CNC, umožňující kontinuální obrábění kamene. Nejprve bude nutné vypracovat rešerši současného stavu obdobných zařízení u nás i ve světě a dle zjištěných informací určit přibližný koncept konstrukce a pohonů rotačních os. Dále pak vypracování několika variant řešení s použitím různých typů pohonů a jejich různého rozmístění. Po porovnání všech vlastností a parametrů jednotlivých variant, a také zohlednění preferencí firmy Kaspé a.s., bude z návrhů vybrána jedna varianta, která se bude dále detailněji rozpracovávat. Následuje vypočtení řezných sil od obrábění a stanovení komplexního výpočtového modelu zatížení mechanismu. V tomto výpočtu musí být také uvažováno působení gyroskopických momentů při pohybu rotujícího řezného kotouče. Z dostupných výpočtů zatížení pak vyplynou požadavky, ze kterých vychází návrh ložisek, pohonů, brzd a dalších komponent stroje. Dle požadovaných parametrů se dále určí konkrétní komponenty vhodné pro zabudování do velmi omezeného prostoru hlavy. Následuje vytvoření detailního modelu celku v některém z CAD software (dle požadavku zadavatele bude model vytvořen v SolidEdge), kde model bude obsahovat náznak řešení vodičů a dalších přívodů médií. Z CAD modelu pak lze vypracovat výkresovou dokumentaci vybraných částí stroje.



## 3 Stav řešené problematiky

### 3.1 Formátovací pila Carbo Compact CNC

Tato práce se zabývá úpravou stávajícího stroje od firmy KASPE a.s.. Firma sídlící v Pelhřimově je dlouholetým výrobcem strojů pro zpracování kamene. Do výrobního portfolia firmy patří například pily, brusky, brousící ramena, a další obdobné stroje.

Jedná se konkrétně o formátovací 5-ti osou pilu s průměrem nástroje 350-630 mm s CNC řízením, která je rovněž určena pro opracování kamene.

#### „Carbo Compact CNC

- Kompaktní formátovací pila s nástrojem do průměru 630 mm s otočnou hlavou 0 - 370° a naklápěním vřetene 0 - 90°
- Pila vyniká mohutnou konstrukcí
- Řídicí systém umožňuje interpolované řízení od 2 do 5 os“ [1]



Obr. 1: CarboCompact CNC1 [2]



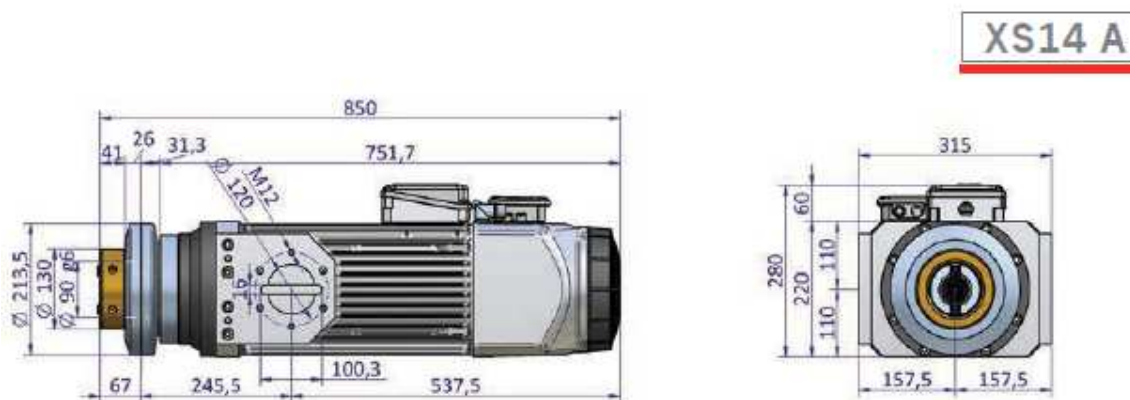
Obr. 2: Carbo Compact CNC 2 [2]

Vřeteno stroje:

Typ: Saccardo XS 14 A



Obr. 3: Vřeteno Saccardo XS [6]



Obr. 4: Rozměry vřetene [6]

Parametry:

Výkon vřetena	11	[kW]
Nominální otáčky	1445	[ot./min]
Maximální otáčky	10 000	[ot./min]
Krouticí moment	75	[Nm]
Frekvence	50-270	[Hz]
Počet pólů	4	[1]
Hmotnost	125	[kg]

Tabulka 1: Parametry vřetene XS [6]

Řezné podmínky při opracování kamene dle materiálu (formátování):

Řezný materiál	Obvodová rychlost	Hloubka řezu	Posuv
	[m/s]	[mm]	[m/min]
Teracco	30-50	25-30	0,3 – 3
Mramor	30-50	25-40	0,1-0,2
Žula	25-40	25-40	0,4 – 1
Pískovec	40-65	30-50	0,4

Tabulka 2: Řezné podmínky dle materiálu [7]

Průměr kotouče [mm]	Výkon [kW]	Výplach [l/min]	Obvodová rychlost [m/s]				
			20	30	40	50	60
250	1,1–2	6-10	1530	2290	3060	3820	4580
300	1,5–3	10-15	1270	1910	2550	3180	3820
350	2–5	10-15	1090	1640	2180	2730	3270
400	2,2–8	10-15	950	1430	1910	2390	2860
450	3–11	15-20	850	1270	1700	2120	2550
500	3,5–12	15-20	760	1150	1530	1910	2290
600	4,5–15	20-30	630	950	1270	1590	1910
700	5–18	25-35	550	820	1100	1360	1640
			[ot/min]				

Tabulka 3: Doporučené otáčky dle průměru kotouče a obvodové rychlosti [7]

## 3.2 Výrobci obdobných strojů s 2 osou otočnou hlavou

### 3.2.1 GMM (Itálie)

#### BRIO CNC

CNC mostový řezací stroj typu „Monoblock“ s 5 řízenými osami a otočnou hlavou. Otočná hlava umožňuje rotaci v ose (C) 0-370° a naklápění vřetene v ose (A) při manuálním otáčení 0-45° nebo 0-90° v automatickém režimu. Maximální velikost nástroje je Ø625mm. [3]



Obr. 5: Brio CNC 1 [3]



Obr. 6: Řezací stroj BRIO CNC 2 [3]

Parametry stroje:

Max. úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	0 – 90°
Max. úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	0 – 370°
Max. průměr nástroje	Ø625 mm
Max. hloubka řezu	213 mm
Rozměry stolu	2000 x 3500 mm
Max. kapacita naklápění (verze s naklápěcím stolem)	1500 kg
Výkon vřetena	13 kW
Otáčky vřetena	800 – 6000 ot/min
Řezná rychlost	0 – 24 m/min

Tabulka 4: Parametry Brio CNC [3]

### INTRA CNC

Pětiosý CNC mostový řezací stroj s plně interpolovaným řízením 5ti os a otočnou vřetenovou hlavou. Dvouosá rotační hlava umožňuje pohyb v ose (C) 0-370° a naklápění osy (A) 0-90°. Maximální velikost nástroje Ø725mm. [3]



Obr. 7: Stroj INTRA CNC [3]

#### Parametry stroje:

Max. úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	0 – 90°
Max. úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	0 – 370°
Doba natočení hlavy o 90° (osa A)	2 s
Max. průměr nástroje	Ø625 mm
Max. hloubka řezu	213 mm
Rozměry stolu	2000 x 3500 mm
Výkon vřetena	16,5 kW
Otáčky vřetena	800 – 6000 ot/min
Rychlost pohybu stroje v ose X	0 – 33,5 m/min
Rychlost translačního pohybu mostu (osa Y)	0 – 33,5 m/min
Rychlost vertikálního pohybu (osa Z)	0 – 3,5 m/min

Tabulka 5: Parametry Intra [3]

## ZEDA CNC

Šestiosý řezací / obráběcí stroj s otočnou vidlicovou hlavou. Hlava se otáčí v rozsahu (C) 0-370° a (A) 0-120°. Maximální nástroj Ø1300mm. Nerotační stůl. [3]



Obr. 9: ZEDA CNC 2 [3]



Obr. 8: ZEDA CNC 1 [3]

### Parametry stroje:

Max. úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	-15°– 105°
Max. úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	0 – 370°
Doba natočení hlavy o 90° (osa C)	1,5 s
Max. průměr nástroje	Ø925 mm
Max. hloubka řezu	335 mm
Rozměry stolu	2000 x 3500 mm
Výkon vřetena	38,5 kW
Otáčky vřetena	400 – 6000 ot/min
Rychlost pohybu stroje v ose X	0 – 35 m/min
Rychlost translačního pohybu mostu (osa Y)	0 – 35 m/min
Rychlost vertikálního pohybu (osa Z)	0 – 7 m/min

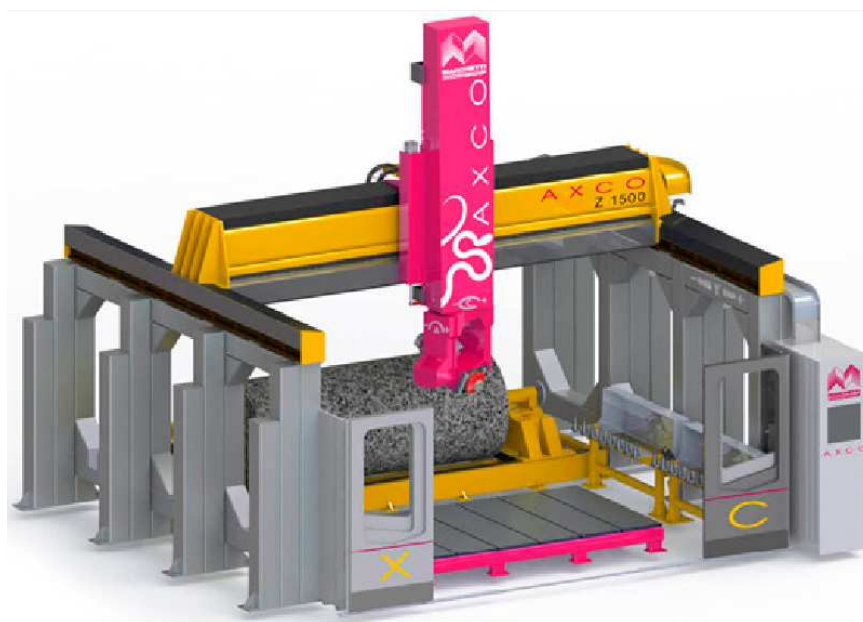
Tabulka 6: Parametry ZEDA [3]

U všech těchto 3 typů strojů výrobce řeší pohony os pomocí střídavých elektromotorů s absolutním odměřováním.

### 3.2.2 Marchetti Group (Itálie)

#### AXCO

Stroj ve verzi s 5-ti nebo 6-ti interpolovanými osami, navržený pro komplexní opracování kamene včetně architektonických tvarových ploch. Vidlicová 2 osá otočná hlava umožňuje práci s břitem ve vertikální a horizontální poloze či v jiném úhlu v rámci rozsahu pohybu os vřetenové hlavy. Stroj je také schopen vícenásobného vrtání a gravírování. Volitelné příslušenství zahrnuje například zásobník na 24 nástrojů a laserový 3D scanner pro scanování povrchu obrobku. Rotace hlavy v ose (C) 0-360° a v ose (A) 100°/-100°. Maximální průměr nástroje 625mm. [4]



Obr. 10: Stroj Axco [4]



Parametry stroje:

Max. úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	-100°/+100°
Max. úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	360°
Max. průměr nástroje	Ø625 mm
Max. hloubka řezu	335 mm
Rozměry stolu	3000 x 2000 mm
Výkon vřetena	20 kW
Otáčky vřetena	8000 ot/min
Rychlost pohybu stroje v ose X	30 m/min
Rychlost translačního pohybu mostu (osa Y)	30 m/min
Rychlost vertikálního pohybu (osa Z)	10 m/min
Zásobník nástrojů (ISO 50)	16 ks

Tabulka 7: Parametry Axco [4]



Obr. 11: Vidlicová hlava Axco [4]

### **3.2.3 Löffler (Německo)**

#### LDZ 2000

Pětiosá mostová pila / obráběcí centrum. Všechno v jednom pro univerzální použití od řezání na rozměr až po kompletní zpracování obrobku. Stroj umožňuje pod podlahové řezání a vrtání. Využívá řídicí systém od firmy

SIEMENS. Je vybaven automatickým odměřováním nástrojů a jejich upínání se zajišťuje upínačem (SK40) umožňujícím automatickou výměnu nástrojů. Průměr pilového kotouče 400-850mm. Otáčení hlavy v rozsahu osy (A) 0-90° a osy (C) 0-360°. [5]



Obr. 12: Stroj LDZ 2000 [5]



Obr. 13: Otočná 2osá hlava LDZ 2000 [5]

Parametry stroje:

Posuv (pojezd) v ose X	3800 mm	45 m/min
Posuv (pojezd) v ose Y	3000 – 6500 mm	45 m/min
Posuv (pojezd) v ose Z	400 – 600 mm	6 m/min
Úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	0 – 90°	
Úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	0 – 360°	
Výkon vřetena	16 – 20 kW	1000 – 8000 U/min
Max. průměr nástroje	400 – 850 mm	
Upínací kužel	SK 40	
Zásobník nástrojů	10 ks	

Tabulka 8: Parametry LDZ 2000 [5]

### 3.2.4 Donatoni macchine (Itálie)

#### KRONOS

CNC řezací centrum s 5-ti interpolovanými osami a automatickou výměnou nástrojů. Stroj s hlavou otočnou o 0 - 370° a sklopnou o 0 - 90° je navržen pro upínání diamantových nástrojů typu: fréza, řezací kotouč, horizontální kotouč, profilové leštící a tvarovací kotouče, diamantové bity pro rozmanité pracovní procesy. Součástí je také zásobník nástrojů s kapacitou 20ks. Řezací centrum je možno upevnit na blokovou konstrukci nebo na betonové zdi. [8]



Obr. 14: Otočná hlava Kronos [8]



Obr. 15: Řezací centrum Kronos [8]

Parametry stroje:

Úhel otáčení otočné hlavy (osa C)	0 – 370	[°]
Úhel naklápění otočné hlavy (osa A)	0 – 90	[°]
Rozměry stolu	1600 x 3300	[mm]
Max. velikost kotouče	Ø625	[mm]
Max. hloubka řezu	200	[mm]
Výkon vřetena	13	[kW]
Otáčky vřetena	0 – 9000	[ot/min]
Upínání nástrojů	ISO 40	[-]
Max. rychlost osy X	35	[m/min]
Max. rychlost osy Y	35	[m/min]
Max. rychlost osy Z	7	[m/min]
Spotřeba vody	50	[l/min]
Spotřeba vzduchu	50	[l/min]
Přibližná váha	4500	[kg]

Tabulka 9: Parametry Kronos [8]


Stroj umožňuje:



- řezání desek
- tvarování a leštění obvodových zón s profilovanými brusnými kotouči
- frézování vnitřních ploch
- leštění kapes a šikmých ploch
- vrtání a hloubení bloků
- vytváření nízkých reliéfů a rytin [8]

### 3.3 Otočné dvouosé hlavy

Z výše provedené rešerše pilových řezacích strojů vyplývá, že výrobci používají při konstrukci otočné hlavy obecně mohutnější (tužší konstrukci), pokud je stroj určen nejen k řezání pilovým kotoučem, ale také k frézování, leštění, vrtání a dalším operacím pro zpracování kamene. Víceúčelové stroje (řezací centra) mají povětšinou vřeteno uloženo oboustranně ve vidlicové hlavě a celá konstrukce otočné hlavy je masivnější. Je to dáno zvýšenými požadavky na preciznost práce (polohování) a tím i tuhost celého mechanismu vyžadované u operací typu frézování.

Typy konstrukce otočných hlav dle pracovních operací stroje firmy NOAT:

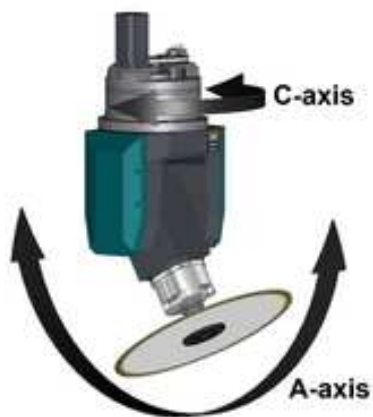
Typ stroje	Zaměření	Otočná hlava
QUBO MONOBLOC	pouze řezání kotoučem	

QUBO – T	řezání kotoučem + další operace obrábění	
SFERA	řezání kotoučem + další operace obrábění	

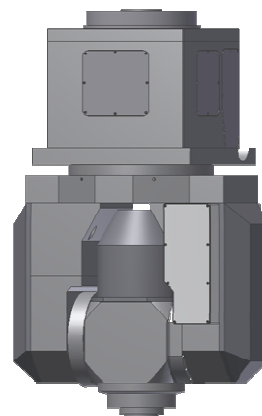
Tabulka 10: Otočné hlavy Noat [9]

### 3.3.1 Rozdělení dvouosých otočných hlav dle konstrukce

#### 1) Vidlicové

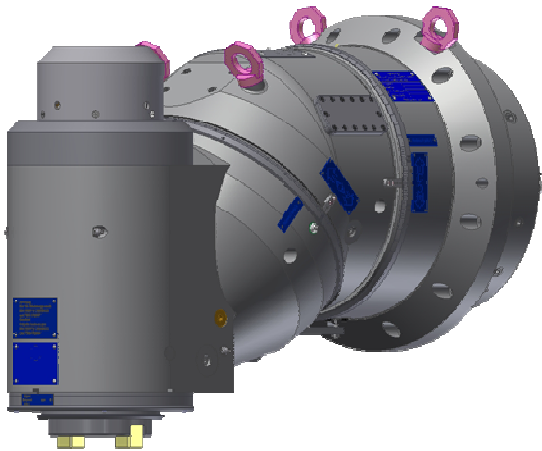


Obr. 16: Vidlicová hlava firmy Haco [10]

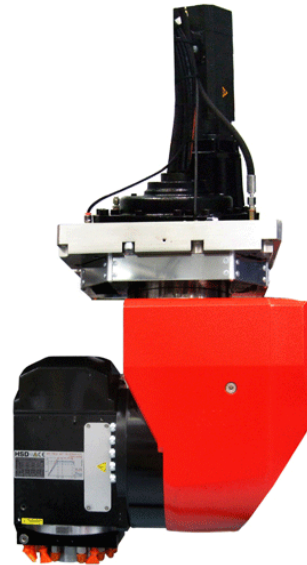


Obr. 17: Vidlicová hlava Sempuco  
KFU/M1/90-NC1 [11]

2) Angulární



Obr. 18: Angulární hlava firmy Sempuco  
KFU-D3/45/X [12]



Obr. 19: Angulární hlava firmy HSD  
HS778 [13]

Možnosti konstrukce dvouosých otočných hlav velmi dobře demonstruje výrobní portfolio firmy CyTec Systems:



Obr. 20: Výrobní portfolio CyTec [14]

### 3.3.2 Druhy pohonu rotačních os otočných hlav

- a) Převod (řemen, šnek, ozub. kola) + servomotor
- b) Prstencový motor
- c) Harmonická (cykloidní) / planetová převodovka + servomotor

## 3.4 Přehled otočných hlav různých výrobců

Mezi konstrukcí rotačních hlav u řezacích strojů a otočných frézovacích hlav používaných u pětiosých obráběcích center zpracovávajících jiné materiály (včetně oceli), nejsou velké rozdíly. Liší se hlavně přiváděnými médii k místu řezu a zohledněním práce s rozměrnými pilovými kotouči při návrhu pohonů. Při vypracování rešerše se proto lze zaměřit i na výrobce těchto strojů.

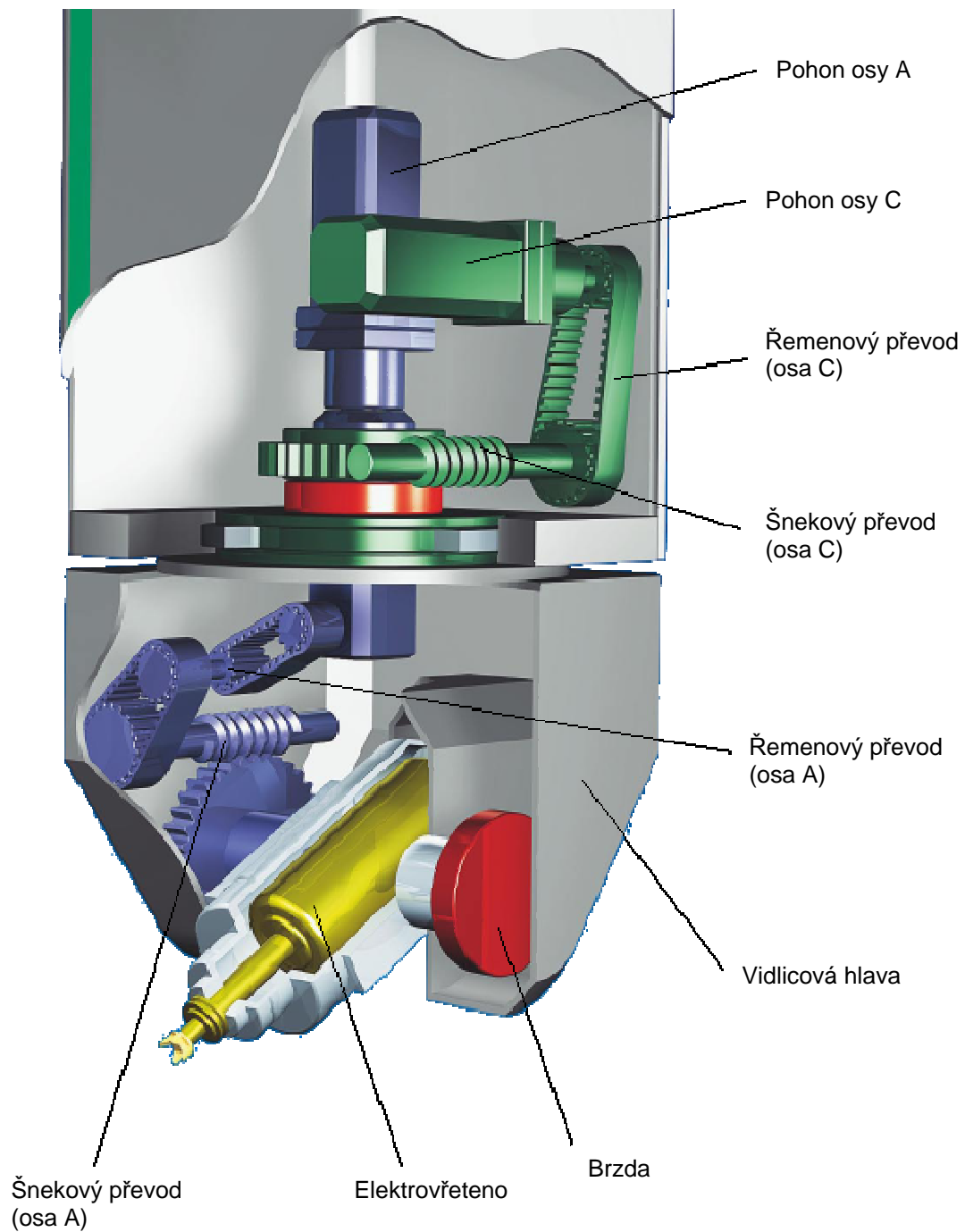
### 3.4.1 Převod (řemen, šnek, ozub. kola) + servomotor

#### **ZIMMERMANN** (Německo)

##### Hlava AC 2A (Obr. 21)

Pohon osy C je řešen od servomotoru přes řemenový převod a dále přes šnek se šnekovým kolem, které je připevněno na těleso vidlicové hlavy (zelený okruh). Pohon osy A je umístěn v ose rotace osy C a skrz otvor ve šnekovém kole je veden nejprve řemenovými převody a poté šnekovým převodem k místu otáčení osy A (modrý okruh). Do prvku vřeteníku, kterým otáčí osa A je vsazeno elektrovřetenno (žlutý okruh).

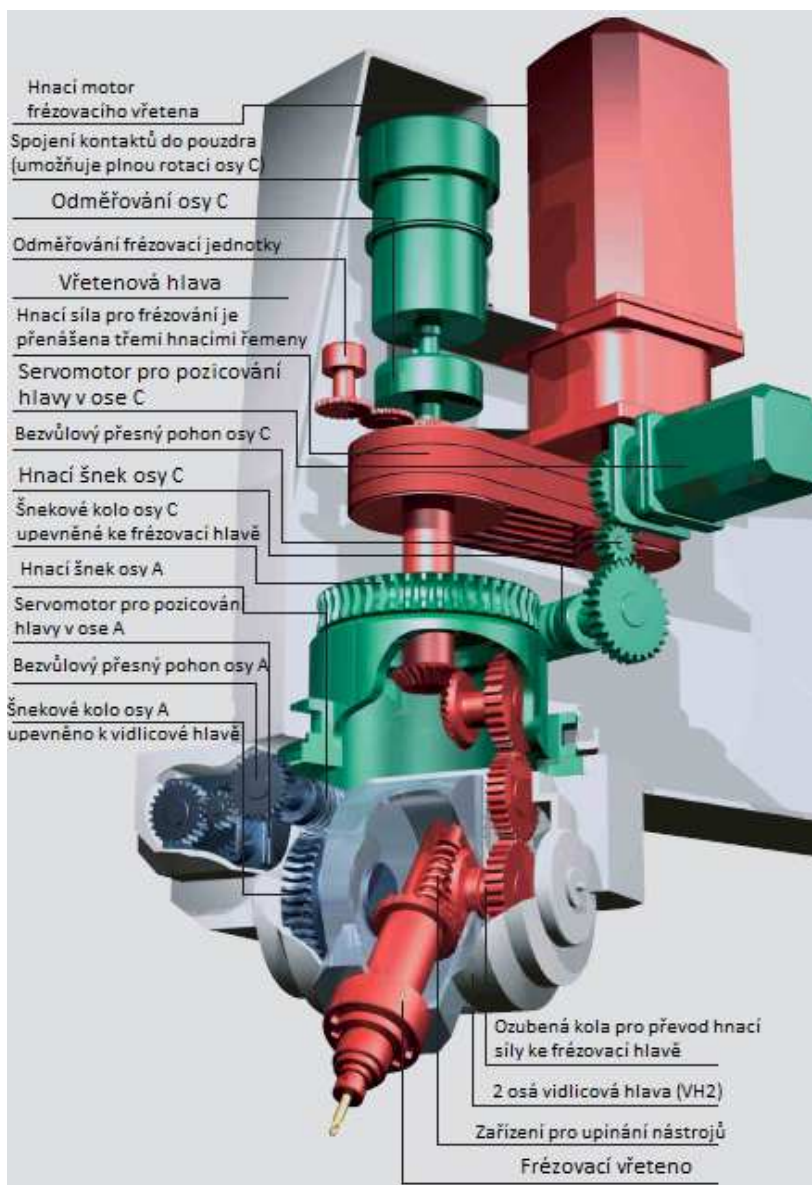




Obr. 21: Zimmermann AC 2A [15]

Hlava VH 2 (Obr. 22)

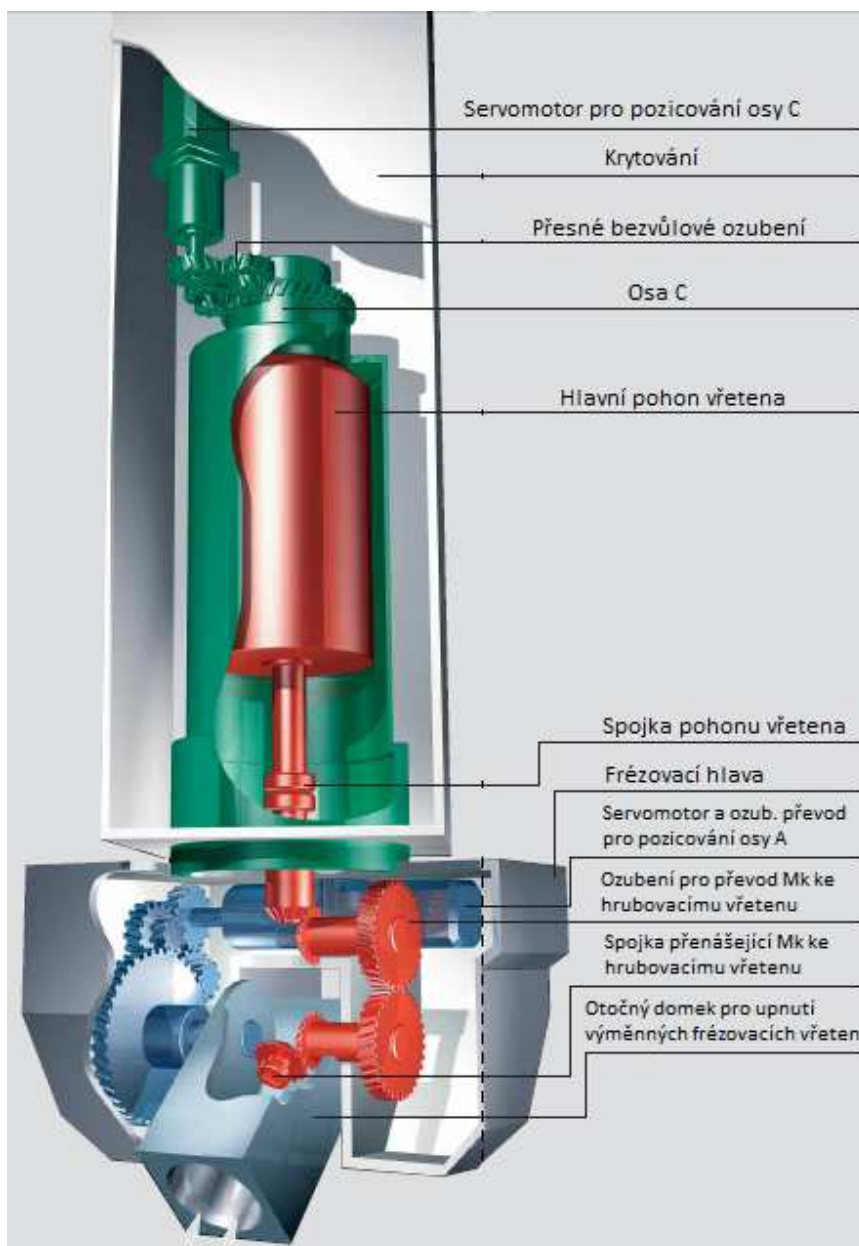
Hlavní pohon frézovacího vřetena je umístěn mimo osu otočné hlavy. Přes trojřadý řemenový převod a dále soustavou ozubených kol (kuželové+čelní) je hnací síla vedena ke frézovacímu vřetenu (červený okruh). Pohon osy C zajišťuje horizontálně umístěný servomotor převodovaný soustavou ozubených kol a šnekovým soukolím, kdy šnekové kolo je umístěno na frézovací hlavě (zelený okruh). Servomotor pro pohon osy A je uložen přímo v tělese otočné hlavy a hnací síla opět rozvedena přes soustavu ozubených kol se šnekem (modrý okruh).



Obr. 22: Zimmermann VH 2 [16]

Hlava stroje FZ 40 (Obr. 23)

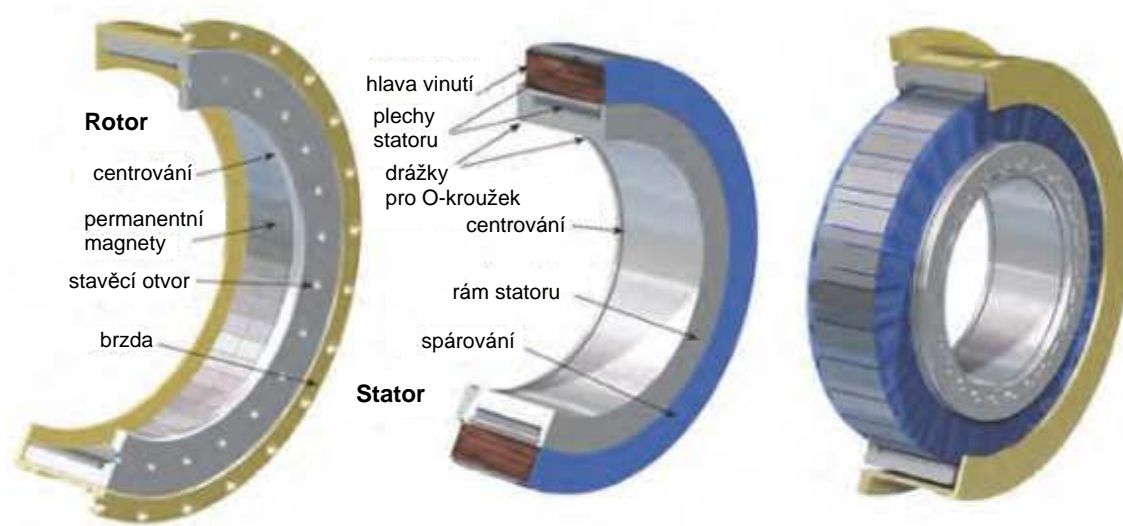
Hlava s možností výměny frézovacích vřeten. Výměnná vřetena se upínají do otočného domku, který se otáčí v ose A. Zelený okruh vyobrazuje pohon osy C. Od servomotoru soustavou ozubených kol se šikmým ozubením, k válcovému tubusu osazenému věncem s vnějším ozubením, ve kterém je umístěn pohon hlavního frézovacího vřetena. Tubus je veden přes celý hlavní pohon až k otočné hlavě. Pohon frézovacího vřetene je zobrazen červeně, polohování v ose C je na obrázku modře.



Obr. 23: Zimmermann FZ 40 [17]

### 3.4.2 Prstencový motor

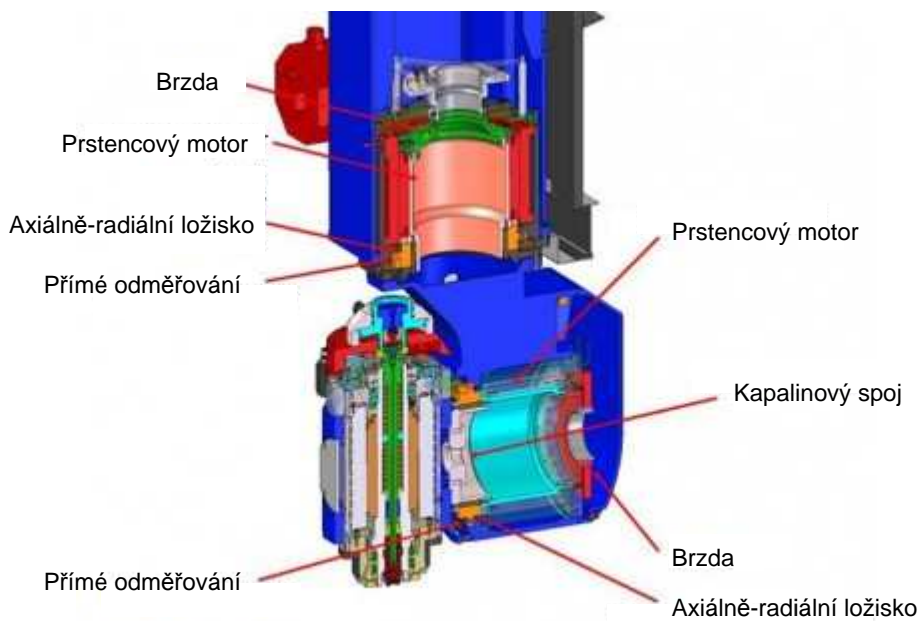
Schéma prstencového motoru:



Obr. 24: Prstencový motor [18]

### CMS (USA)

Hlava stroje Cronus (Obr. 25)

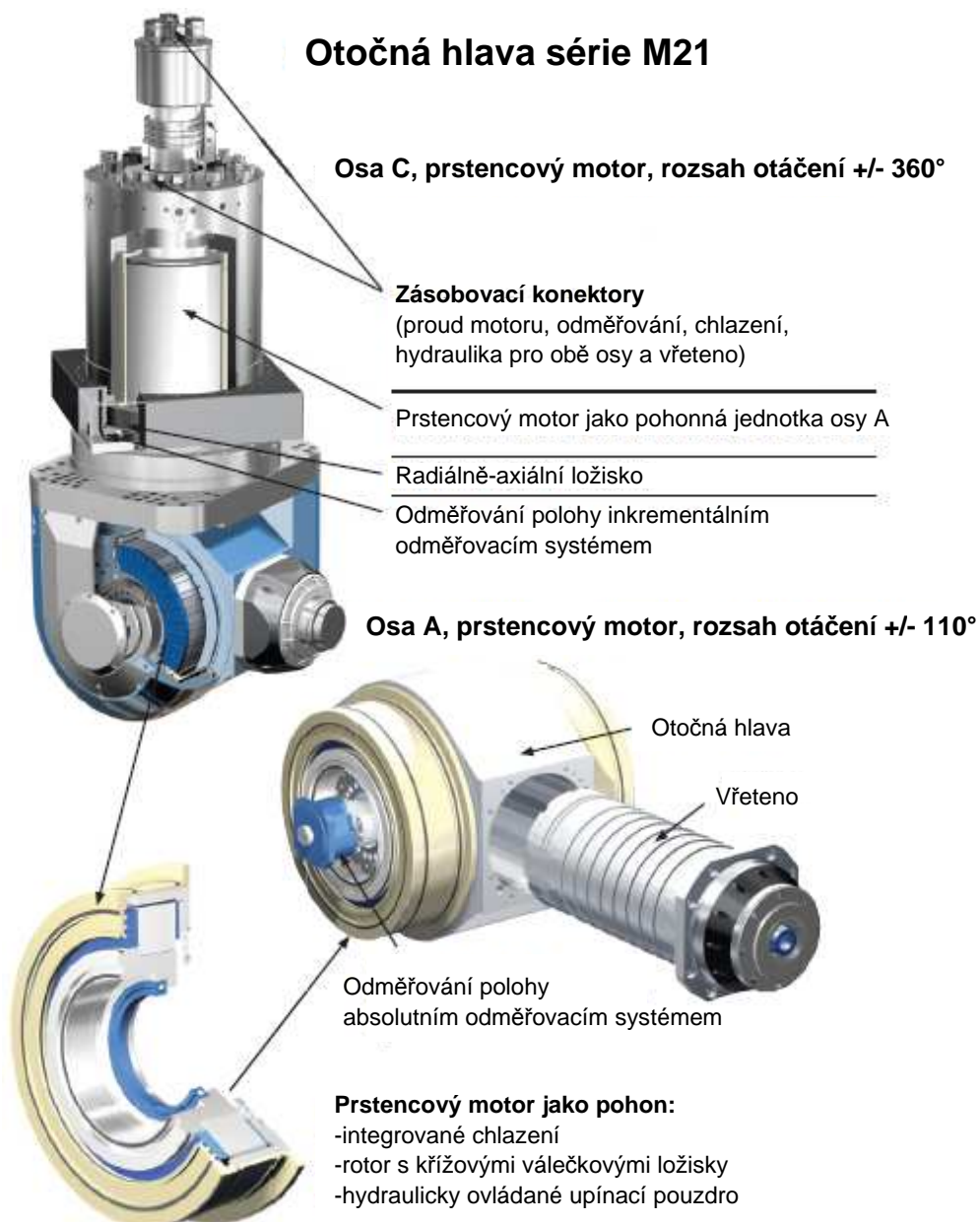


Obr. 25: CMS Cronus [19]

Angulární otočná hlava s použitím prstencových motorů na ose C i na ose A. Frézovací vřeteno (elektrovřeteno) je uloženo do tělesa vřeteníku, který se otáčí v ose A a je jednostranně uložen mimo osu rotace osy C. Prstencový motor pro pohon osy A kolmo navazuje na vřeteník. Kabely pro přívod médií jsou vedeny uvnitř skrze prstencové motory.

### CyTec Systems (Německo)

#### Hlava série M21 (Obr. 26)



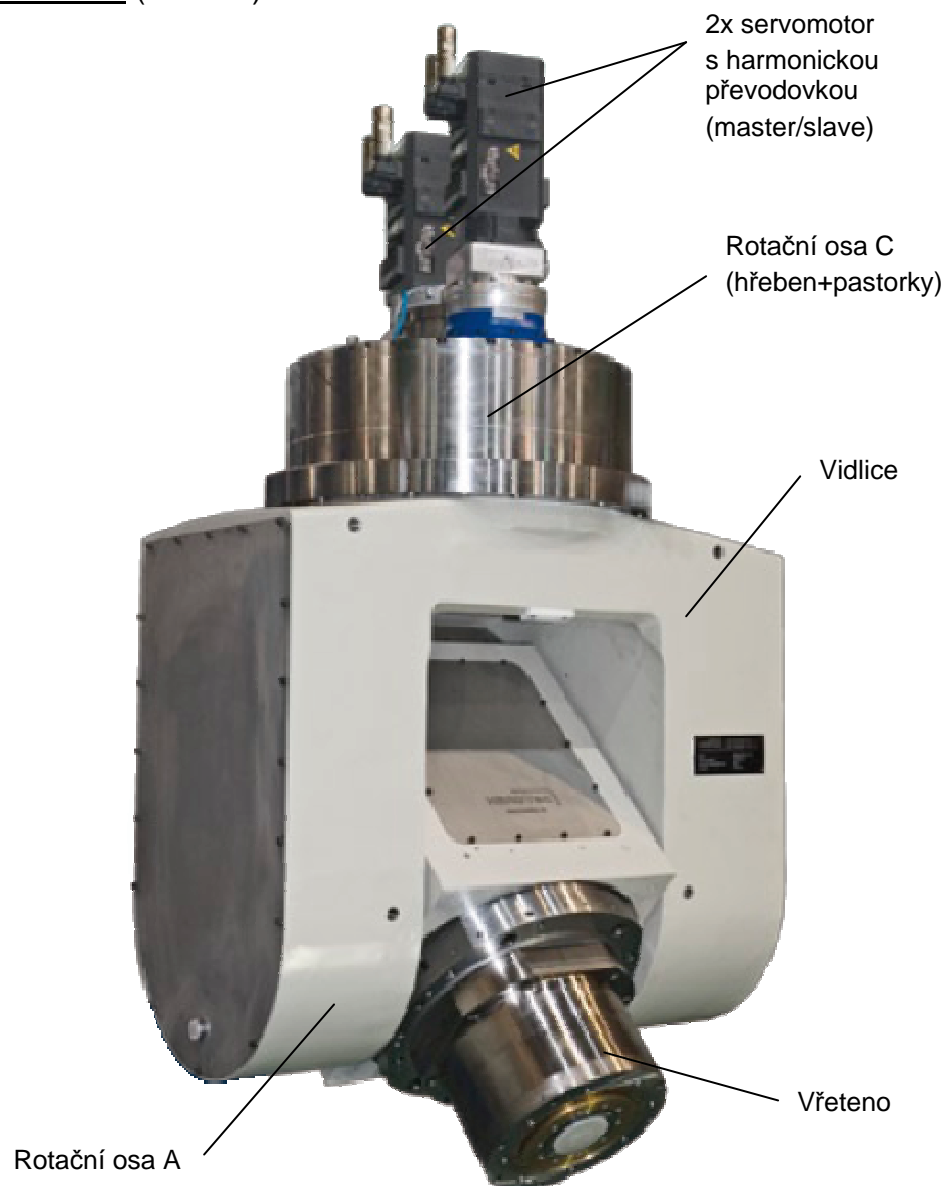
Obr. 26: CyTec M21 [18]

Patentovaná hlava Cytec Systems se skládá z klasické vidlicové konstrukce, kdy na ose A v jedné části vidlice leží prstencový motor a v druhé části je umístěna brzda. Prstencové motory na obou osách ve spojitosti s radiálně-axiálními ložisky zajišťují polohování os.

### 3.4.3 Harmonická (cykloidní)/planetová převodovka + servomotor

**RÜCKLE** (Německo)

Hlava HEADTec (Obr. 27)



Obr. 27:Vidlicová hlava HEADTec [20]

Hlava od firmy HeadTec disponuje pohonem osy C v podobě dvou servomotorů s harmonickou/planetovou převodovkou (na pastorku) v zapojení master-slave, aby bylo dosaženo předpětí na hřebenu a tím zajištěna požadovaná přesnost polohování. Pohon osy A není z obrázku zřejmý, dle katalogu výrobce lze však usuzovat, že rotační pohyb zajišťuje prstencový motor.

### 3.4.4 Zhodnocení konstrukcí

Typ:	Výhody:	Nevýhody:
Hlava AC 2A	cena	vůle šnekových a řemenových převodů
	servomotory mimo otočnou hlavu	větší rozměry vřeteníku ve vidlicové hlavě
	hlavní pohon vřetena bez vloženého převodu	přesnost polohování
	vysoká stabilita a tuhost	
Hlava VH 2	vysoké tlumení vibrací	počet komponent, náročná montáž
	umožňuje těžší obrábění	komplikovaný přenos hnací síly ke frézovacímu vřetenu
	tuhost a robustnost konstrukce	přesnost polohování
Hlava stroje FZ 40	hlavní pohon vřetena v ose smykadla	celková výška (rozměry)
	tlumení vibrací	přesnost polohování
	výměnná frézovací vřetena	větší počet převodů
Hlava série M21	malé rozměry	nesouosost hřídelů a vůle ve spojce
	přesnost polohování	cena prstencových motorů
	možnost vedení kabelů uvnitř tělesa motoru	
	jednoduchost konstrukce	patentová ochrana
		komplikace dodání komponent

Hlava Cronus	malé rozměry	nižší tuhost
	jednoduchost konstrukce	cena prstencových motorů
	přesnost polohování	
	rychlost otáčení	komplikace dodání komponent
	žádné opotřebení dílů	
Hlava HEADTec	náročnost řízení (master-slave)	vyšší hmotnost (1 servomotor navíc)
	tuhost konstrukce	větší rozměry (elektrovřeteno)
	cena	při přetížení pohonu osy C dojde k jeho kompletnímu zničení

Tabulka 11: Zhodnocení konstrukcí otočných hlav

### 3.5 Shrnutí provedené rešerše

Z první části rešerše je zřejmé, že pro hlavy s uvažovaným použitím pro řezání pilovým kotoučem a současně i frézování, výrobci z větší části používají oboustranně uložené vřeteno ve vidlicové hlavě zajišťující dostatečnou tuhost pro oba druhy obrábění. Z tohoto důvodu je druhá část rešerše více zaměřena na vidlicové hlavy. Pro konstrukci dvouosé hlavy je možné použít několik druhů pohonů rotačních os. Nejjednodušším a nejpohodlnějším řešením může být použití prstencových motorů, které mají dobré dynamické vlastnosti, dosahují velkých rychlostí otáčení, mají velmi vysokou přesnost polohování a velice kompaktní rozměry, čímž vzniká také velké množství prostoru pro umístění brzd, odměřování a dalších komponent. Nevýhodou však je jejich vysoká cena a ochrana některých řešení registrovanými patenty. Druhou možností pohonů os představuje servomotor s řemenovým, ozubeným nebo šnekovým převodem. Toto řešení vychází v základu levnější než prstencové motory, ale v převodech se vyskytují značné vůle, které mají vliv na výslednou přesnost polohování a tím i na přesnost obrábění. Použitím převodů s minimální vůlí se výrazně zvyšuje i cena. Tyto pohony mají sice vysokou tuhost a jsou proto vhodné i pro těžší obrábění, ale většinou je nutné použít několik převodů, čímž se zvětšují zástavbové rozměry a zvyšuje se také celková hmotnost hlavy. Další



možností pohonu rotačních os je servomotor v kombinaci s planetovou nebo harmonickou (cykloidní) převodovkou, přičemž harmonická převodovka představuje ze dvou uvedených tu dražší variantu. Tento pohon má příznivější zástavbové rozměry než šnekový či ozubený převod, ale stejně jako předchozí řešení se v převodovce vyskytují vůle. Při uspořádání dvou servomotorů s převodovkou do zapojení Master&Slave se v pohonu vyvodí předpětí, čímž se dosáhne vymezení vůle a tím i velmi dobré přesnosti polohování a tuhosti. Nepřesnosti polohování jednotlivých pohonů je možno kompenzovat.

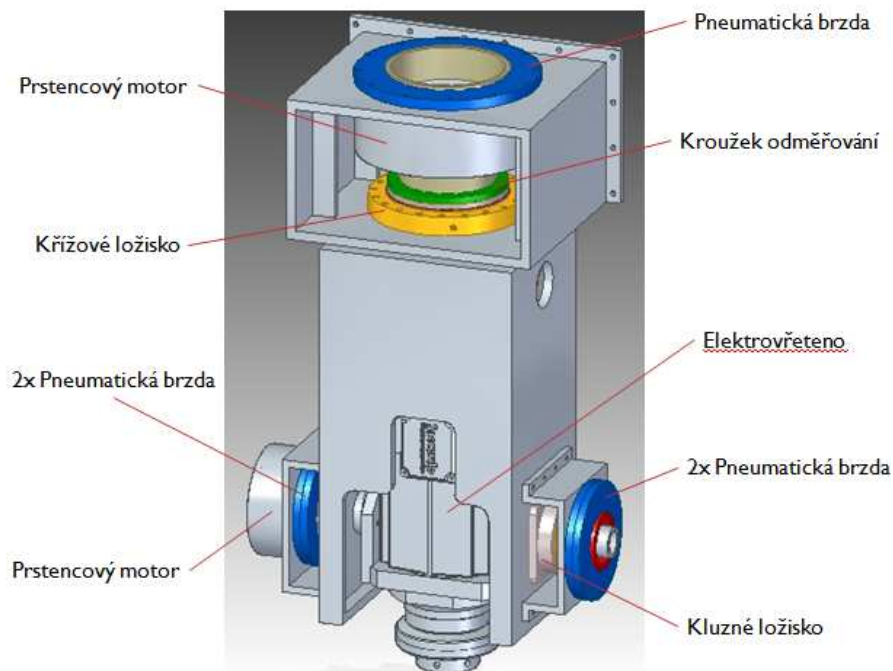
Z rešerše také vyplynuly dvě možnosti rozložení hlavního pohonu vřetena. Jedna z možností je umístění pohonu (elektrovřetena) přímo na konec řetězce, tedy do vřeteníku ve vidlici (Obr. 21). To však představuje nutnost výrazně větší velikosti hlavy a také zhoršení dynamických vlastností při otáčení, kdy hlava nese větší hmoty. Druhou možností je uložení hlavního pohonu mimo otočnou hlavu do horní části smykadla a následné přivedení hnací síly ke frézovacímu vřetenu přes soustavu převodů (Obr. 22, Obr. 23).

Vzhledem k povaze stroje, pro který je otočná hlava určena, bude důležitým parametrem cena navrženého řešení, požadovaná přesnost výrobků při obrábění kamene je také výrazně nižší než při obrábění výrobků z oceli nebo podobných materiálů. Proto při výběru nejvhodnější varianty bude také nutno k tomuto přihlídnout.

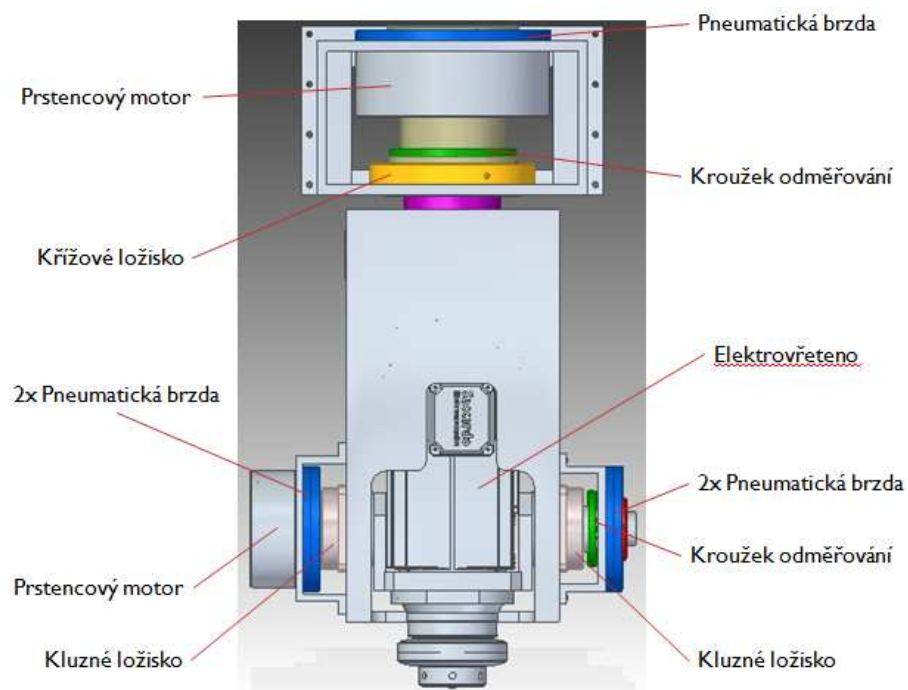
## 4 Vlastní řešení

### 4.1 Ideové návrhy řešení pohonů otočné hlavy

#### Varianta 1: Prstencový motor jako pohon osy C i A



Obr. 28: Ideový návrh V1a



Obr. 29: Ideový návrh V1b

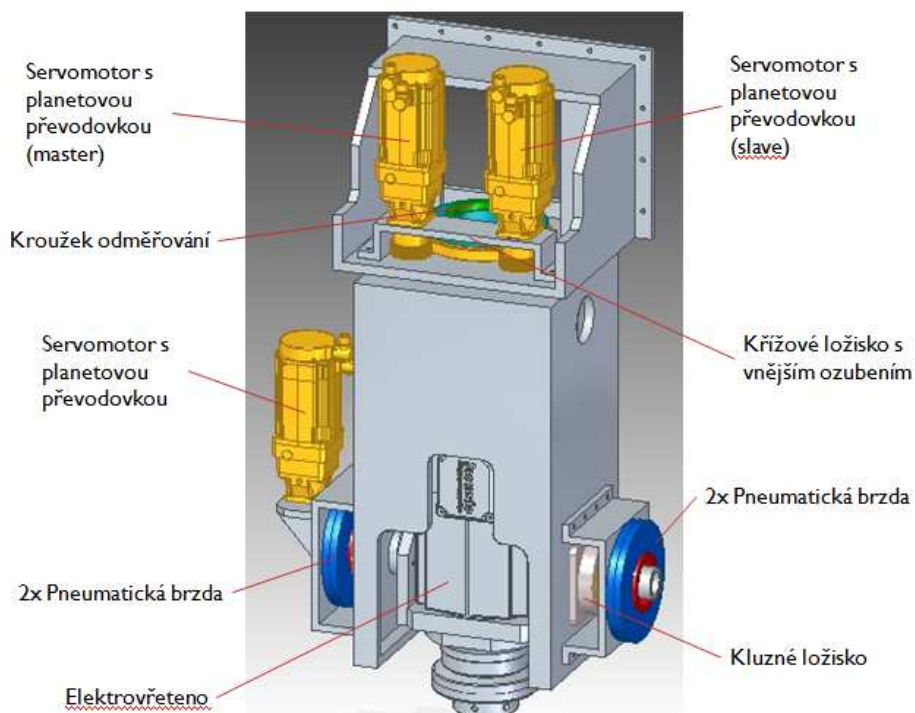
Nevýhody:

- Vysoká cena
- Energetická náročnost
- Nedokáže tlumit dynamické rázy a kmitání
- Nutnost chlazení

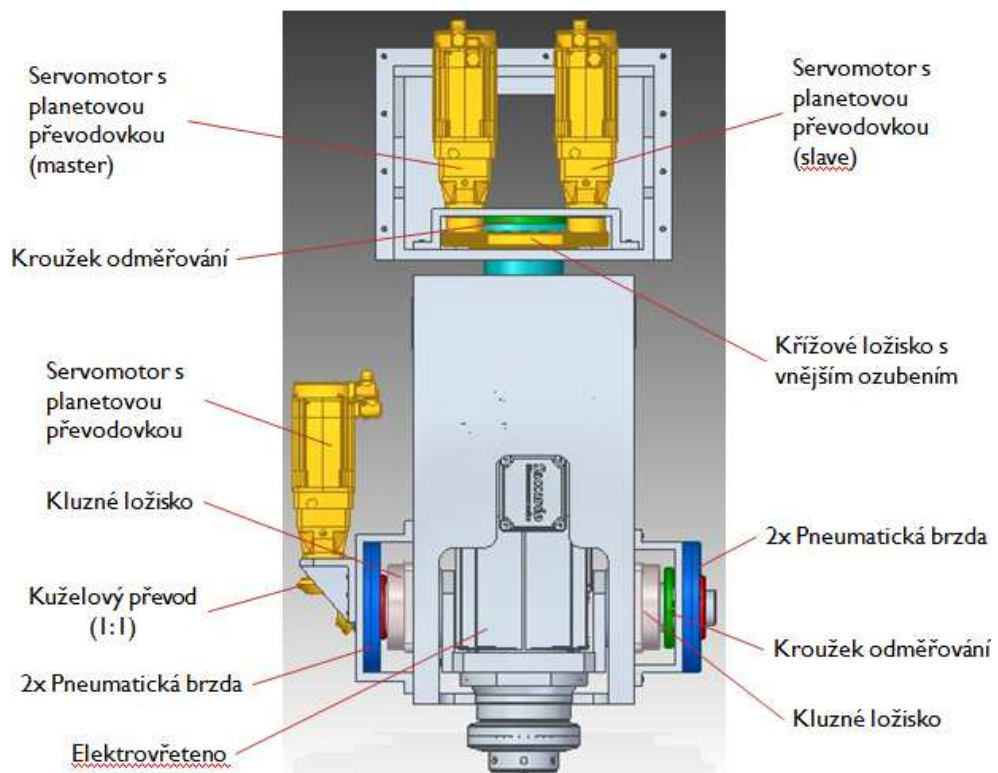
Výhody:

- Zástavbové rozměry
- Jednoduchost konstrukce a montáže
- Snadné řízení
- Bez převodů (bez vůle)
- Velká torzní tuhost os
- Dobré dynamické vlastnosti
- Malé náklady na údržbu

**Varianta 2: Master & Slave + Planetová převodovka a kužel. převod**



Obr. 30: Ideový návrh V2a



Obr. 31: Ideový návrh V2b

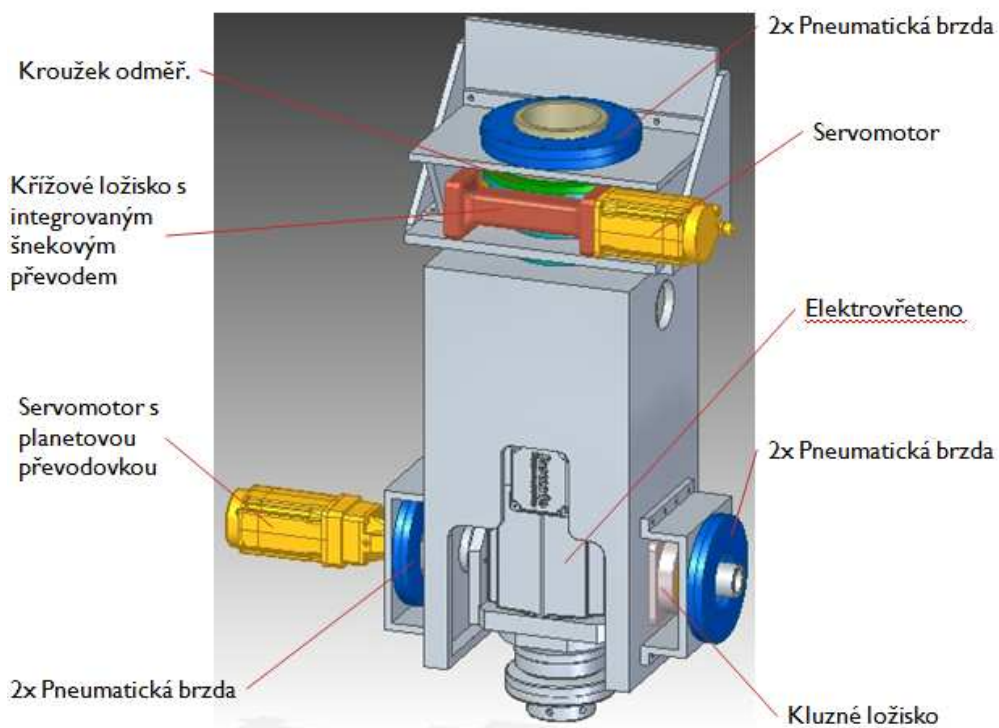
Nevýhody:

- Vyšší hmotnost
- Energetická náročnost
- Vůle v ozubení na ose A (kužel. převod)
- Náročnost montáže
- Vyšší cena

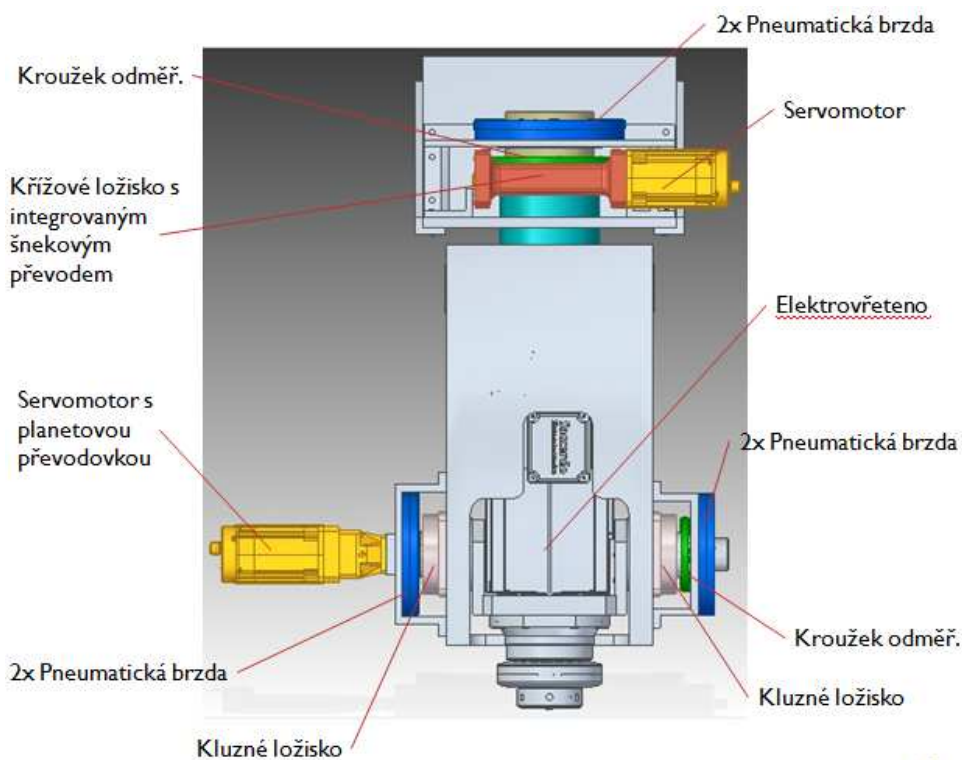
Výhody:

- Zástavbové rozměry
- Snadné řízení
- Vysoká torzní tuhost
- Vůle na ose C vymezena předepjatými pastorky

### **Varianta 3: Integrovaný šnekový převod + Planetová převodovka**



Obr. 32: Ideový návrh V3a



Obr. 33: Ideový návrh V3b

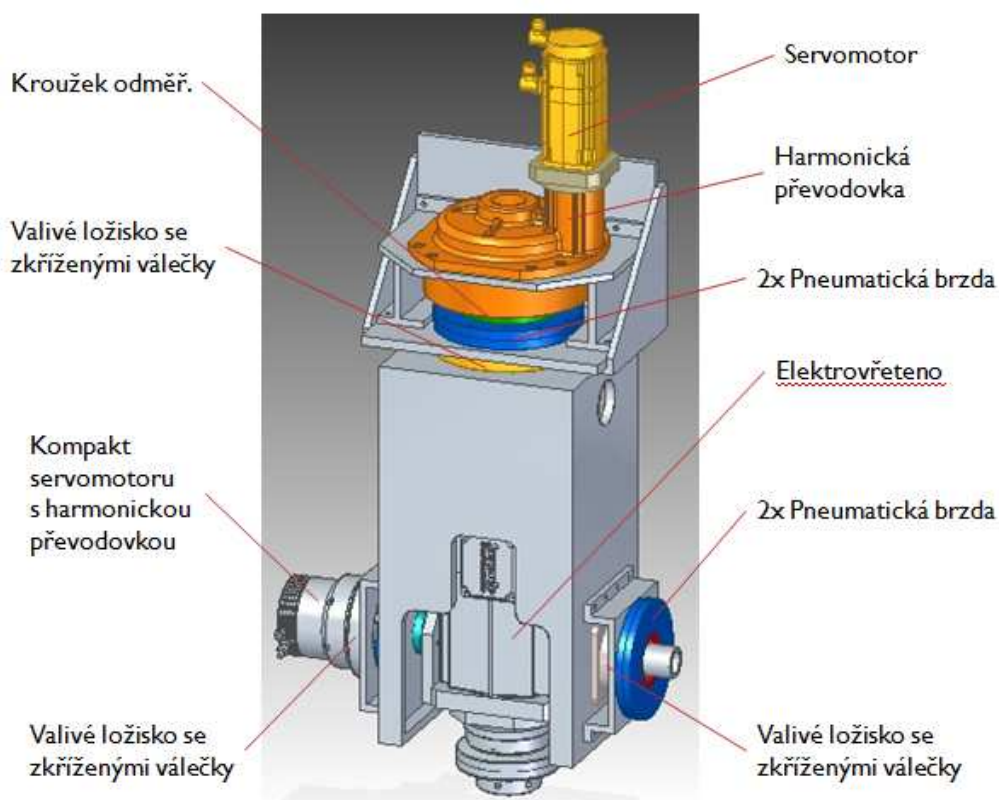
Nevýhody:

- Zástavbové rozměry (nutnost zohlednit při plánování tras při obrábění)

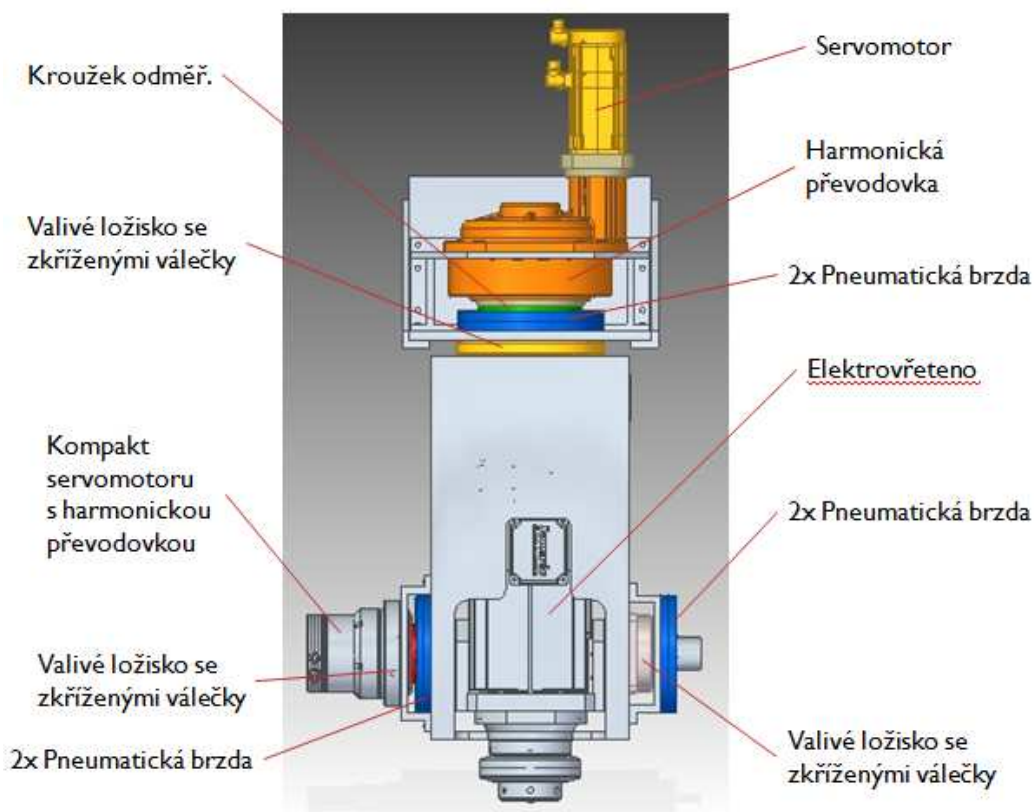
Výhody:

- Nižší cena
- Jednoduchost konstrukce
- Jednoduchost montáže
- Jednoduchý servis (standardní součástky)
- Ložisko s integrovaným převodem (dodání od výrobce ve smontovaném stavu)

**Varianta 4: Kompakt s harmonickou převodovkou + Cykloidní převodovka**



Obr. 34: Ideový návrh V4a



Obr. 35: Ideový návrh V4b

Nevýhody:

- Rozměry a hmotnost cykloidní převodovky
- Vyšší cena

Výhody:

- Jednoduchost konstrukce
- Jednoduchost montáže
- Přesnost převodů (minimální vůle)
- Vysoká tuhost
- Dobré vlastnosti při rázovém zatížení

#### 4.1.1 Výběr nejvhodnější varianty

Po zvážení všech vlastností daných konstrukcí, porovnání parametrů zamýšlených komponent, jejich srovnání s požadavky zadání a konzultaci se zástupcem firmy Kasper a.s., byla vybrána **varianta č. 4** jako nejvhodnější a svými parametry nejlépe vyhovující pro zamýšlenou aplikaci. Tato varianta tedy bude dále detailněji rozpracována.

## 4.2 Výpočet řezných sil při frézování

### Zadané hodnoty:

Parametry diamantových frézovacích nástrojů pro obrábění kamene zjištěné z katalogu několika různých výrobců:

Výrobce:	Nicolai Diamant	Ghines	Diamant Boart	
Nástroj:	Blue Twin	Cutter	"506"	
Otáčky [n]:	4500-5200	5500	4300-5000	ot/min
Průměr frézy [D]:	23	24	23	mm
Rychlost posuvu [ $v_f$ ]:	250-500	200-500	200-280	mm/min
Počet břitů [z]:	5	5	5	1
Šířka záběru ostří [ $a_p$ ]:	5	5	5	mm
Úhel nastavení hl. ostří [ $\gamma_r$ ]:	90	90	90	°

Tabulka 12: Vlastnosti frézovacích nástrojů

Materiálové vlastnosti obráběných materiálů potřebné k výpočtu řezných sil:

Materiál	Žula	Mramor	Pískovec	Teracco	
Pevnost v tlaku (po vysušení) [ $R_m$ ]:	240	180	80	80	MPa

Tabulka 13: Vlastnosti materiálů

Další známé hodnoty:

Pracovní záběr [ $a_e$ ]:	1/2 D	mm
Konstanta odporu materiálu [ $K_m$ ]:	10	1
Úhel posunového pohybu [ $\varphi$ ]:	90	°

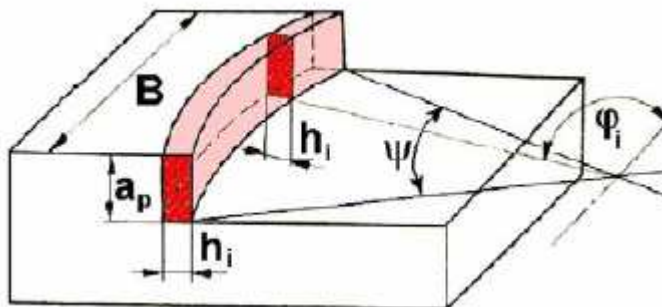
Tabulka 14: Známé hodnoty

Z výše uvedených údajů byly pro výpočet vybrány ty nejvíce nepříznivé podmínky, aby z něj bylo možné získat maximální řeznou sílu, která může při obrábění kamene nastat.



Výpočet zahrnuje následující parametry:

Otáčky [n]:	4500 ot/min
Průměr frézy [D]:	23 mm
Rychlost posuvu [ $v_f$ ]:	500 mm/min
Počet břitů [z]:	5
Šířka záběru ostří [ $a_p$ ]:	5 mm
Úhel nastavení hl. ostří [ $\gamma_r$ ]:	90 °
Pevnost materiálu v tlaku [ $R_m$ ]:	240 MPa



Obr. 36: Schéma frézování [22]

Posuv na zub:

$$f_z = \frac{v_f}{n \cdot z} = \frac{500}{4500 \cdot 5} = 0,0222 \text{ mm/zub} \quad (4.1)$$

Jmenovitý průřez třísky:

$$h_d = f_z \cdot \sin \varphi \cdot \sin \gamma_r = 0,0222 \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 90^\circ = 0,0222 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b = \frac{a_p}{\sin \gamma_r} = \frac{5}{\sin 90^\circ} = 5 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Jmenovitá šířka třísky pro i-tý zub:

$$A_D = H \cdot b = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi = 0,0222 \cdot 5 \cdot \sin 90^\circ = 0,111 \text{ mm}^2 \quad (4.4)$$

Měrná řezná síla:

$$F_{kc} = K_m \cdot R_m = 10.240 = 2400 \text{ N/mm}^2 \quad (4.5)$$

Úhel záběru frézy:

$$\vartheta = 2 \cdot \beta = 2 \cdot 30 = 60^\circ \quad (4.6)$$

$$\sin \beta = \frac{\frac{a_e}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{11,5}{2}}{\frac{23}{2}} = 0,5 \quad (4.7)$$

Počet zubů v záběru:

$$z_z = \frac{\vartheta}{360^\circ} \cdot z = \frac{60}{360} \cdot 5 = 1 \text{ (zaokrouhleno nahoru)} \quad (4.8)$$

Řezná síla:

$$F_C = \sum_{i=1}^{z_z} (A_D \cdot F_{kc}) = 0,111 \cdot 2400 = 266,67 \text{ N} \quad (4.9)$$

Řezná rychlost:

$$v_C = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 23 \cdot 4500}{1000} = 325,15 \text{ m/min} \quad (4.10)$$

Řezný výkon:

$$P_C = \frac{F_C \cdot v_C}{6 \cdot 10^4} = \frac{266,67 \cdot 325,15}{6 \cdot 10^4} = 1,445 \text{ kW} \quad (4.11)$$

### Výsledky frézování:

Výpočet je zpracován v programu MS Excel a je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 3c.

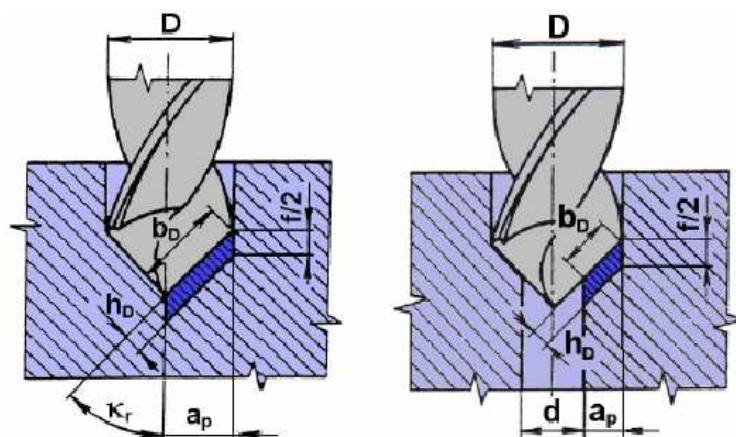
Řezná síla:	266,67	N
Řezný výkon:	1,445	kW

### 4.3 Výpočet řezných sil při vrtání

Tabulka vlastností diamantového nástroje pro vrtání kamene:

Výrobce:	Nicolai Diamant	
Nástroj:	ATS1215C	
Otáčky [n]:	5600	ot/min
Průměr vrtáku [D]:	12	mm
Rychlost posuvu [ $v_f$ ]:	25-30	mm/min
Počet břitů [z]:	1	1
Úhel nastavení hl. ostří [ $\kappa_r$ ]:	120	°

Tabulka 15: Vlastnosti diamant. vrtáku



Obr. 37: Schéma vrtání [22]

Posuv na zub:

$$f_z = \frac{v_f}{n \cdot z} = \frac{500}{5600 \cdot 1} = 0,089 \text{ mm/zub} \quad (4.1)$$

Posuv na otáčku:

$$f = z \cdot f_z = 1 \cdot 0,089 = 0,089 \text{ mm/ot} \quad (4.12)$$

Jmenovitá tloušťka třísky:

$$h = \frac{f}{2} \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right) = \frac{0,089}{2} \cdot \sin\left(\frac{120}{2}\right) = 0,0387 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b = \frac{D}{2 \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right)} = \frac{12}{2 \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right)} = 6,928 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Jmenovitá šířka třísky pro i-tý zub:

$$A_D = h \cdot b = 0,0387 \cdot 6,928 = 0,268 \text{ mm}^2 \quad (4.4)$$

Měrná řezná síla:

$$F_{kc} = K_m \cdot R_m = 2400 \text{ N/mm}^2 \quad (4.5)$$

Řezná síla:

$$F_C = F_{kc} \cdot A_D = 2400 \cdot 0,268 = 642,86 \text{ N} \quad (4.9)$$

Řezný výkon:

$$P_C = \frac{F_C \cdot v_C}{2,60} = \frac{642,86 \cdot 211,12}{2,60} = 4,52 \text{ kW} \quad (4.15)$$

Krouticí moment v ose vrtáku:

$$M_v = 2 \cdot F_C \cdot \frac{D}{1000} = 2 \cdot 642,86 \cdot \frac{12}{1000} = 15,42 \text{ Nm} \quad (4.16)$$

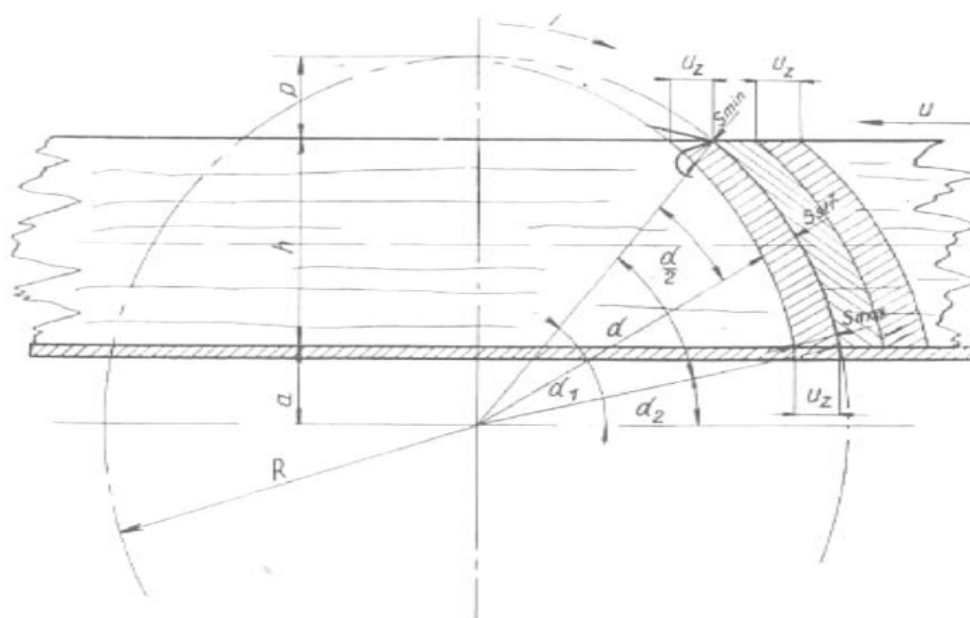
**Výsledky vrtání:**

Výpočet je zpracován v programu MS Excel a je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 4c.

Řezná síla:	642,86	N
Řezný výkon:	4,52	kW
Krouticí moment v ose vrtáku:	15,42	Nm

## 4.4 Výpočet řezných sil při řezání kotoučem

Následujícím výpočtem se zjišťuje maximální řezná síla při řezání diamantovým kotoučem. Ze zadání vzešel požadavek na možnost použití kotouče  $\varnothing 630\text{mm}$ , při zjišťování parametrů nástroje však kotouč o tomto průměru nenabízeli žádný z dostupných výrobců a proto výpočet uvažuje nástroj o průměru  $650\text{mm}$ , který se v katalogu některých výrobců už vyskytuje. Z předchozích srovnání pevností materiálů (Tabulka 13) je zřejmé, že žula je z uvažovaných materiálů nejnepříznivější pro obrábění (má největší pevnost v tlaku), proto bude zahrnut do výpočtu právě tento materiál a jeho parametry.



Obr. 38: Schéma řezání kotoučem [21]

### Zadané parametry:

Výrobce:	Urdiamant
Nástroj:	C2GV
Průměr kotouče [D]:	650 mm
Rychlost posuvu [ $v_f$ ]:	1000 mm/min
Počet břitů [z]:	40 1
Šířka záběru ostří [ $a_p$ ]:	4,6 mm

Úhel nastav. hl. ostří [ $\kappa_r$ ]:	90	°
Středový úhel [ $\alpha$ ]:	180	°
Obvodová rychlost [ $v$ ]:	25	m/s
Hloubka řezu [ $h_r$ ]:	30	mm

Měrný řezný odpor (z předchozích výpočtů):

$$F_{kc} = K_m \cdot R_m = 10.240 = 2400 \text{ N/mm}^2 \quad (4.5)$$

Přepočet obvodové rychlosti na otáčky:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = 734,56 \text{ ot/min} \quad (4.17)$$

Délka třísky:

$$L = \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha}{360} = \frac{\pi \cdot 650 \cdot 180}{360} = 1021,02 \text{ mm} \quad (4.18)$$

Posuv na 1 břit:

$$f_z = \frac{v_f}{n \cdot z} = \frac{1000}{734,56 \cdot 40} = 0,034 \text{ mm/zub} \quad (4.1)$$

Střední tloušťka třísky:

$$s_s = \frac{f_z \cdot h_r}{L} = \frac{0,034 \cdot 30}{1021,02} = 105,625 \text{ mm} \quad (4.19)$$

Rozteč zubů:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 325}{40} = 51,05 \text{ mm} \quad (4.20)$$

Počet zubů v záběru:

$$z_z = \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha}{360 \cdot t} = \frac{\pi \cdot 650 \cdot 180}{360 \cdot 51,05} = 20 \quad (4.5)$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = \frac{4,6}{\sin 90} = 4,6 \text{ mm} \quad (4.21)$$

Řezná rychlost:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 650 \cdot 734,56}{1000} = 1500 \text{ m/min} \quad (4.10)$$

Řezná síla:

$$F_c = \frac{F_{kc} \cdot a_p \cdot s_s \cdot \left(\frac{v_f}{1000}\right)}{v_c} = \frac{2400 \cdot 4,6 \cdot 105,625 \cdot (1)}{1500} = 777,4 \text{ N} \quad (4.22)$$

Řezný výkon:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{777,4 \cdot 1500}{6 \cdot 10^4} = 19,44 \text{ kW} \quad (4.23)$$

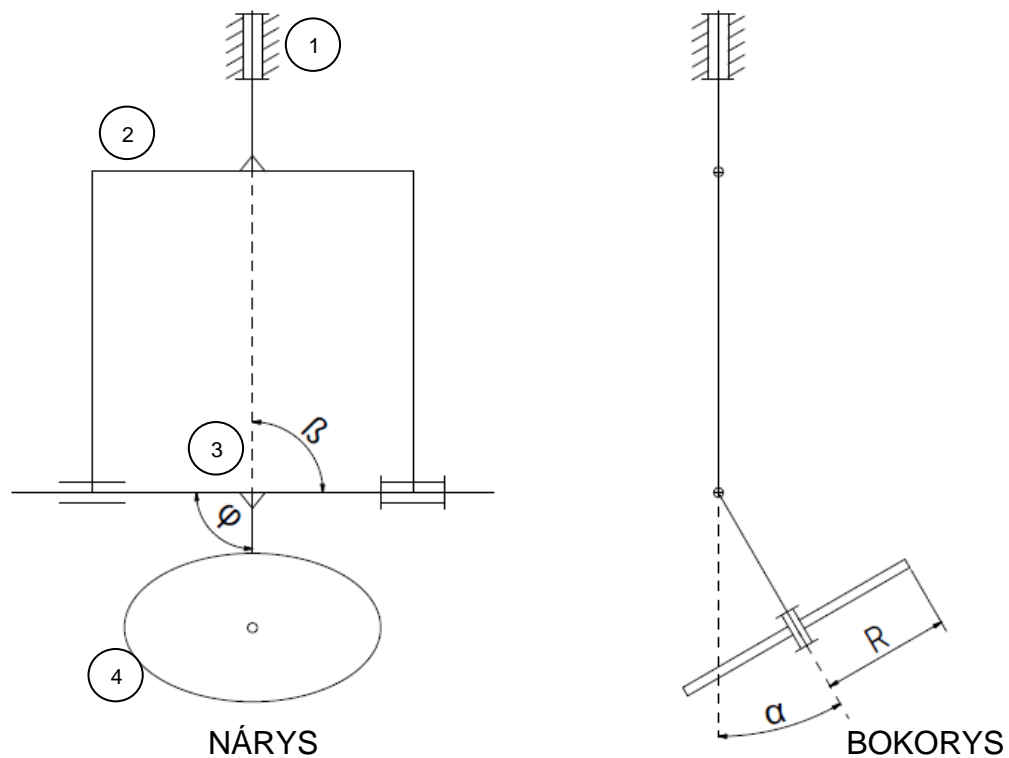
#### Výsledky řezání kotoučem:

Výpočet je zpracován v programu MS Excel a je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 5c.

Řezná síla:	777,4	N
Řezný výkon:	19,44	kW

## 4.5 Vliv gyroskopického momentu

Na následujícím obrázku (Obr. 39) je mechanismus rozdělen na příslušná tělesa 1 - 4 a zakótovány jsou také úhly mezi osami jednotlivých rotačních pohybů. Mechanismus je pro názornější ukázkou vyobrazen ve dvou pohledech, v narysu a bokorysu.

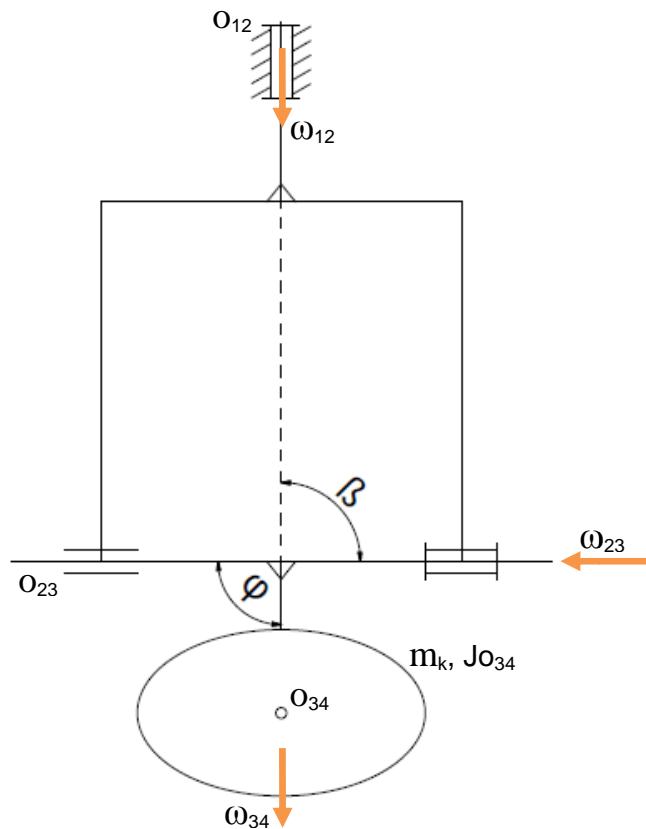


Obr. 39: Tělesa mechanismu

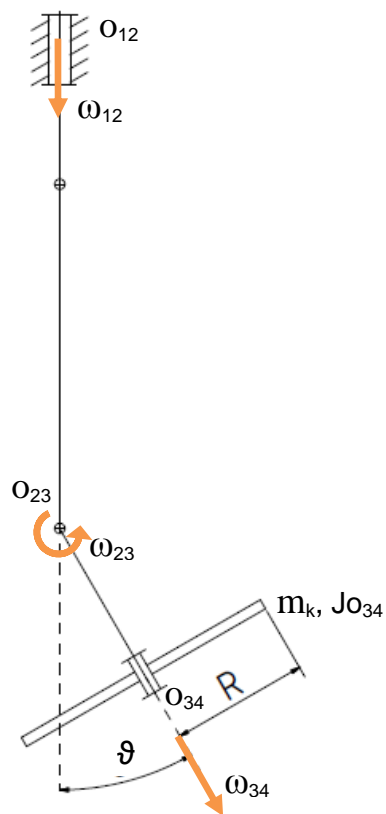
Zadané hodnoty:

Hustota oceli [ $\rho$ ]:	7850	$\text{kg/m}^3$
Otáčky na ose $o_{12}$ [ $n_3$ ]:	15	ot/min
Otáčky na ose $o_{23}$ [ $n_2$ ]:	7,5	ot/min
Max otáčky kotouče [ $n_1$ ]:	3000	ot/min
Poloměr kotouče [ $R$ ]:	0,315	m
Šířka kotouče [ $t_k$ ]:	0,0046	m
Hmotnost vřetena [ $m_v$ ]:	125	kg
Gravitační zrychlení [ $g$ ]:	9,81	$\text{m/s}^2$
Úhel [ $\vartheta$ ]:	0-90	$^\circ$
Úhel [ $\beta$ ]:	90	$^\circ$
Úhel [ $\varphi$ ]:	90	$^\circ$





Obr. 40: Schéma výpočtu (přední pohled)



Obr. 41: Schéma výpočtu (boční pohled)

Výpočet gyroskopického momentu:

Objem kotouče:

$$V_k = \frac{\pi \cdot R^2}{4} \cdot t_k = \frac{\pi \cdot 0,315^2}{4} \cdot 0,0046 = 0,001434 \text{ m}^3 \quad (4.24)$$

Přibližná hmotnost kotouče:

$$m_k = V_k \cdot \rho = 0,001434 \cdot 7850 = 11,26 \text{ kg} \quad (4.25)$$

Přepočítání úhlových rychlostí ze známých otáček:

$$\begin{aligned} \omega_{12} &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n_3}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 15}{60} = 1,57 \text{ rad/s} \\ \omega_{23} &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 7,5}{60} = 0,785 \text{ rad/s} \\ \omega_{34} &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 314,16 \text{ rad/s} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Moment setrvačnosti k ose  $o_{34}$ :

$$J_{o_{34}} = \frac{1}{2} m_k \cdot R^2 = \frac{1}{2} \cdot 11,26 \cdot 0,315^2 = 0,558 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.27)$$

Vztahy pro rotační pohyb ve 3 osách:

$$\begin{aligned} \omega_{14} &= \omega_{13} + \omega_{34} \\ \omega_{13} &= \omega_{12} + \omega_{23} \\ \alpha_{14} &= \alpha_{13} + \alpha_{34} + \omega_{13} \times \omega_{34} \\ \alpha_{13} &= \alpha_{12} + \alpha_{23} + \omega_{12} \times \omega_{23} \\ \alpha_{14} &= \alpha_{12} + \alpha_{23} + \omega_{12} \times \omega_{23} + \alpha_{34} + (\omega_{12} + \omega_{23}) \times \omega_{34} = \\ &= \alpha_{12} + \alpha_{23} + \alpha_{34} + \omega_{12} \times \omega_{23} + \omega_{12} \times \omega_{34} + \omega_{23} \times \omega_{34} \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\omega_i - \text{úhlové rychlosti} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\alpha_i - \text{úhlová zrychlení} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$$

Resalovo zrychlení:

$$\begin{aligned}\alpha_{RES\ 12,34} &= \omega_{12} \times \omega_{34} = \omega_{12} \cdot \omega_{34} \sin \vartheta \\ \alpha_{RES\ 12,23} &= \omega_{12} \times \omega_{23} = \omega_{12} \cdot \omega_{23} \sin \beta \\ \alpha_{RES\ 23,34} &= \omega_{23} \times \omega_{34} = \omega_{23} \cdot \omega_{34} \sin \varphi\end{aligned}\tag{4.29}$$

pak

$$\alpha_{14} = \alpha_{12} + \alpha_{23} + \alpha_{34} + \alpha_{RES\ 12,23} + \alpha_{RES\ 12,34} + \alpha_{RES\ 23,34}\tag{4.30}$$

Podmínka platnosti vztahů pro Resalovo zrychlení a tím i níže uvedených vztahů pro výpočet gyroskopického momentu je existence jedné výrazně vyšší úhlové rychlosti a druhé výrazně nižší.

V tomto případě platí:

$$\begin{aligned}M_G\ 12,34 &\rightarrow \omega_{34} \gg \omega_{12} \\ M_G\ 12,23 &\rightarrow \omega_{12} > \omega_{23} \rightarrow \text{nesplňuje podmínku} \\ M_G\ 23,34 &\rightarrow \omega_{34} \gg \omega_{23}\end{aligned}$$

Vztah pro výpočet mezi pohyby 12 a 23 nesplňuje nutnou podmínku a proto nebude dále uvažován.

Gyroskopický moment:

$$\begin{aligned}M_G\ 12,34 &= -J_{034} \cdot \alpha_{RES\ 12,34} = -J_{034} \cdot (\omega_{12} \times \omega_{34}) = J_{034} \cdot \omega_{12} \times \omega_{34} = \\ &= J_{034} \cdot \omega_{34} \cdot \omega_{12} \cdot \sin \vartheta\end{aligned}\tag{4.31}$$

$$\begin{aligned}M_G\ 23,34 &= -J_{034} \cdot \alpha_{RES\ 23,34} = -J_{034} \cdot (\omega_{23} \times \omega_{34}) = J_{034} \cdot \omega_{34} \times \omega_{23} = \\ &= J_{034} \cdot \omega_{34} \cdot \omega_{23} \cdot \sin \varphi\end{aligned}$$

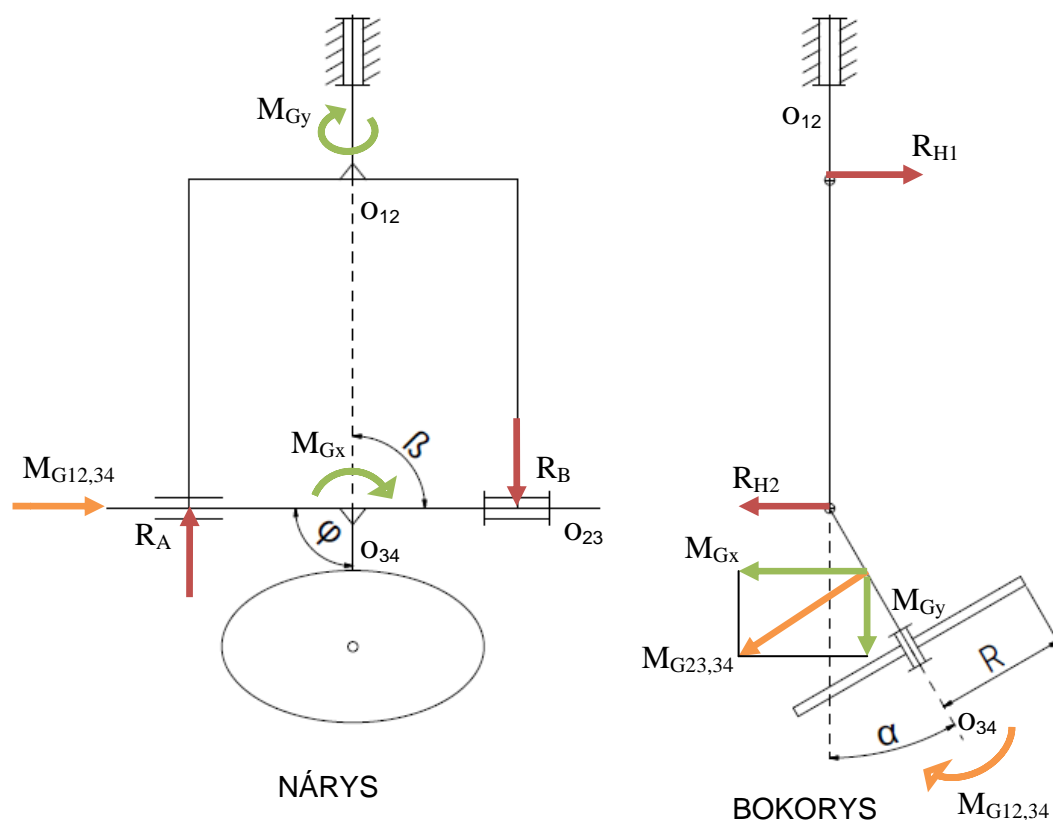
Úhel natočení  $\vartheta$  se mění v rozmezí 0-90°, ze vztahu (4.31) však vyplývá, že vzhledem k funkci sinus nejvyšší hodnota nastane při úhlu 0° a 90°. Výpočet proto uvažuje mechanismus při natočení 90°.

Určení velikosti gyroskopických momentů:

$$M_{G_{12,34}} = J_{O_{34}} \cdot \omega_{34} \cdot \omega_{12} \cdot \sin \vartheta = 0,558.314,16.1,57 \cdot \sin 90^\circ = 275,59 \text{ Nm}$$

$$M_{G_{23,34}} = J_{O_{34}} \cdot \omega_{34} \cdot \omega_{23} \cdot \sin \varphi = 0,558.314,16.0,785 \cdot \sin 90^\circ = 137,79 \text{ Nm}$$

Působíště vypočtených momentů:



Obr. 42: Působení gyroskopických momentů

Jak je zřejmé z Obr. 42, vektor gyroskopického momentu  $M_{G_{12,34}}$  působí ve směru osy  $o_{23}$  a tím napomáhá (nebo brzdí) rotační pohyb  $\omega_{23}$ . Vektor gyroskopického momentu  $M_{G_{23,34}}$  má směr kolmý na osu  $o_{34}$ . Tento vektor můžeme rozdělit na složky  $M_{G_x}$  a  $M_{G_y}$ . Složka momentu  $M_{G_x}$  vyvolává reakce na ložiska ( $R_A$  a  $R_B$ ) mezi tělesy 2, 3 a složka  $M_{G_y}$  napomáhá (nebo brzdí) rotaci  $\omega_{12}$ . Z následujícího výpočtu (4.32) je zřejmé, že velikosti těchto složek bude největší při úhlech natočení  $0^\circ$  a  $90^\circ$ , kdy při úhlu  $0^\circ$  bude celý moment působit ve směru  $M_{G_x}$  a tím vyvolá největší reakce na ložiska, zatímco při úhlu  $90^\circ$  bude celý moment napomáhat (nebo brzdit) rotační pohyb  $\omega_{12}$ .

Velikost složek  $M_{Gx}$  a  $M_{Gy}$ :

$$M_{Gx} = M_{G23,34} \cdot \cos \alpha = 91,86 \cdot \cos 0^\circ = 137,79 \text{ Nm}$$

Vzhledem k funkci kosinus bude maximum při  $\alpha=0^\circ$

(4.32)

$$M_{Gy} = M_{G23,34} \cdot \sin \alpha = 91,86 \cdot \sin 90^\circ = 137,79 \text{ Nm}$$

Vzhledem k funkci sinus bude maximum při  $\alpha=90^\circ$

Reakce na ložiska  $R_A$  a  $R_B$ :

$$M_{Gx} = R_A \cdot N = 0$$

$$R_A \cdot R_B = 0$$

(4.33)

$$R_A = -R_B = \frac{M_{Gx}}{N} = \frac{137,79}{0,46} = 299,55 \text{ N}$$

$N$  – vzdálenost ložisek na ose  $o_{23}$  [m]

Reakce na ložiska  $R_{H1}$  a  $R_{H2}$ :

$$M_{G12,34} = R_{H1} \cdot K = 0$$

$$R_{H1} \cdot R_{H2} = 0$$

(4.34)

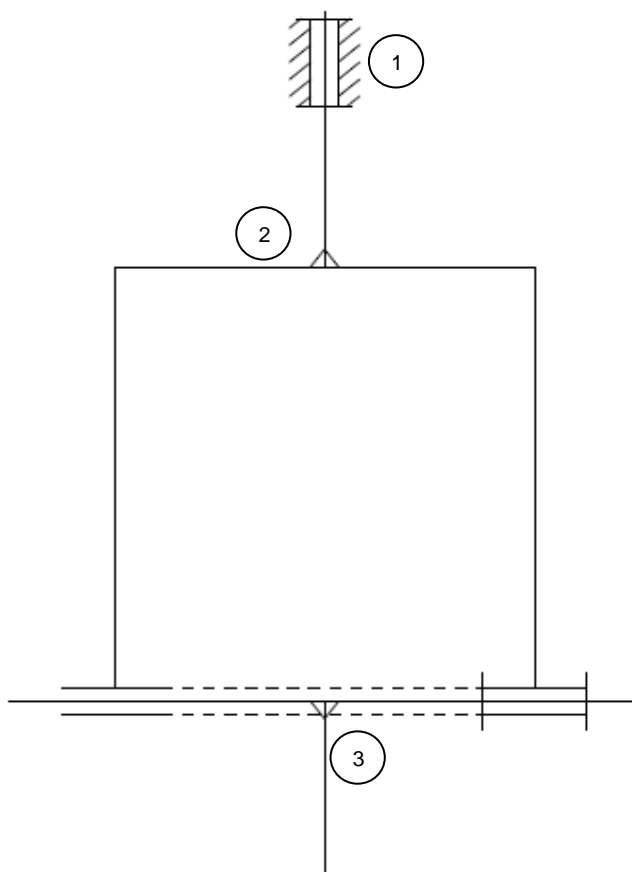
$$R_{H1} = -R_{H2} = \frac{M_{G12,34}}{K} = \frac{275,59}{0,68} = 405,28 \text{ N}$$

$K$  – vzdálenost ložisek na ose  $o_{12}$  [m]

Výpočet byl zpracován v programu MS Excel a je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 2c. Výsledné zatížení na ložiska od gyroskopického momentu (reakce  $R_A$  a  $R_B$ ) se následně musí připočíst k zatížení ložisek, aby byla správně navržena jejich únosnost. Výpočtem zjištěné momenty, které působí ve směru rotačních pohybů se musí uvažovat při návrhu pohonů a brzd.

## 4.6 Výpočet zatížení mechanismu

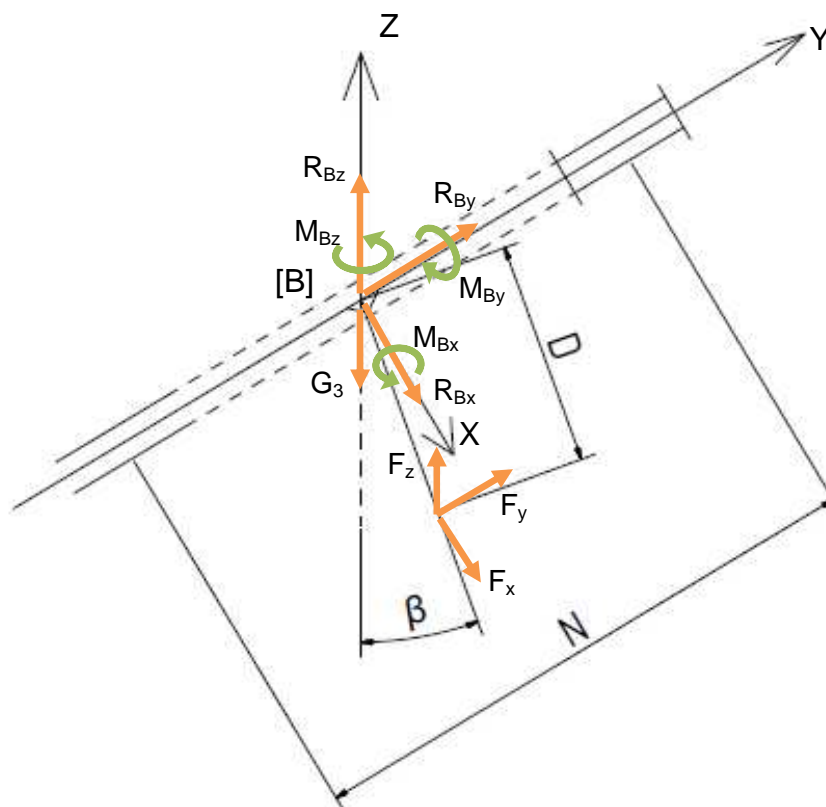
Následující výpočet je proveden v programu Matlab. Jedná se o sestavení modelu zatížení daného mechanismu, který uvažuje síly od obrábění a vliv vlastní tíhy (vliv gyroskopických momentů uvažuje samostatný výpočet v kap. 4.5). Mechanismus se musí nejprve rozdělit na několik těles (1-3), následuje uvolnění jeho vazeb a stanovení v nich působících reakcí. Poté je možné sestavit rovnovážné rovnice a z nich vypočítat velikost reakcí. Tento výpočet pak zjišťuje velikost těchto reakcí pro různé úhly natočení rotační hlavy (v rozsahu pohybu rotačních os) a nalezne jejich maximální hodnotu.



Obr. 43: Zjednodušené schéma mechanismu

- ① Těleso 1 (rám)
- ② Těleso 2
- ③ Těleso 3

Zatížení tělesa ③:



Obr. 44: Schéma zatížení tělesa 3

$$X: | F_x + R_{Bx} = 0$$

$$Y: | F_y + R_{By} = 0$$

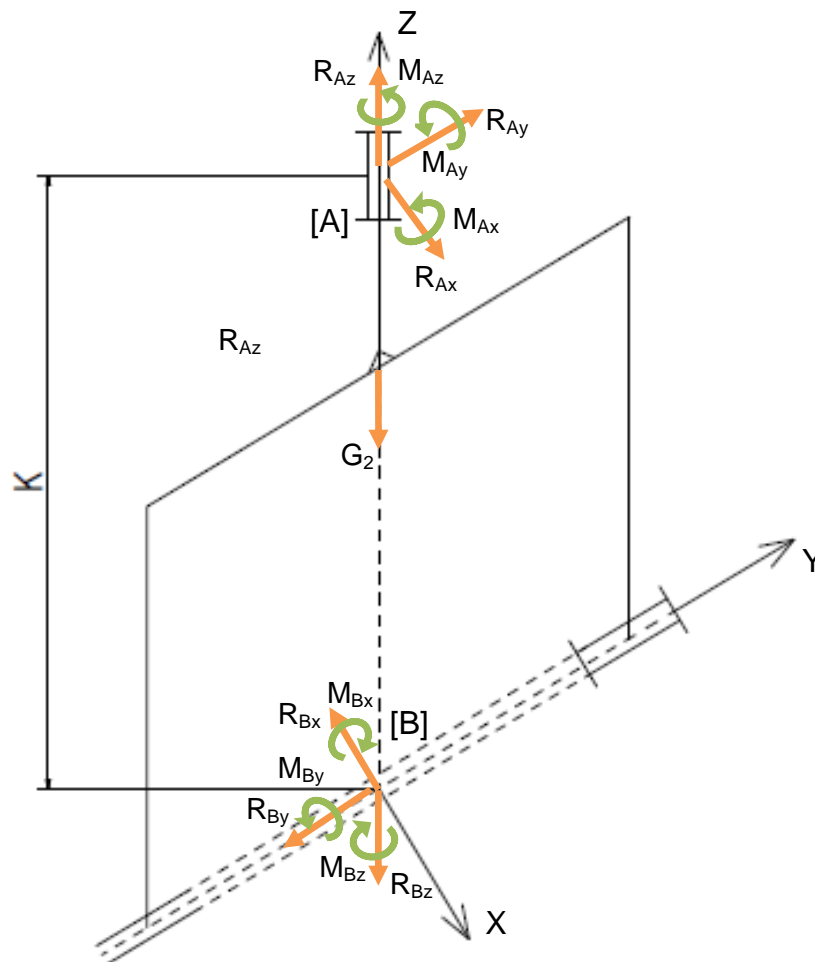
$$Z: | F_z + R_{Bz} - G_3 = 0$$

$$M_x: | M_{Bx} + F_y(D \cdot \cos \beta) = 0$$

$$M_y: | M_{By} + F_z(D \cdot \sin \beta) + F_x(D \cdot \cos \beta) = 0$$

$$M_z: | M_{Bz} + F_y(D \cdot \sin \beta) = 0$$

Zatížení tělesa ②:



Obr. 45: Schéma zatížení tělesa 2

$$X: | R_{Ax} - R_{Bx} = 0$$

$$Y: | R_{Ay} - R_{By} = 0$$

$$Z: | R_{Az} - R_{Bz} - G_2 = 0$$

$$M_x: | -M_{Bx} + M_{Ax} + R_{Ay} \cdot K = 0$$

$$M_y: | -M_{By} + R_{Ax} \cdot K + M_{Ay} = 0$$

$$M_z: | -M_{Bz} + M_{Az} = 0$$



Rozklad sil od obrábění do daného obecného souřadného systému v závislosti na úhlovém natočení mechanismu:

Síla ve směru X	Síla ve směru Y	Síla ve směru Z
$F_{z1} = F_1 \cdot \cos \beta$ $F_{xy1} = F_1 \cdot \sin \beta$ $F_{x1} = F_{xy1} \cdot \cos \alpha$ $F_{y1} = F_{xy1} \cdot \sin \alpha$	$F_{x2} = -F_2 \cdot \cos \alpha$ $F_{y2} = -F_2 \cdot \sin \alpha$ $F_{z2} = 0$	$F_{z3} = F_3 \cdot \cos \beta$ $F_{xy3} = F_3 \cdot \sin \beta$ $F_{x3} = F_{xy3} \cdot \cos \alpha$ $F_{y3} = F_{xy3} \cdot \sin \alpha$
Výsledné síly:		
$F_x = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{x2})^2 + (F_{x3})^2}$ $F_y = \sqrt{(F_{y1})^2 + (F_{y2})^2 + (F_{y3})^2}$ $F_z = \sqrt{(F_{z1})^2 + (F_{z2})^2 + (F_{z3})^2}$		

Matice A=

$R_{Ax}$	$R_{Ay}$	$R_{Az}$	$R_{Bx}$	$R_{By}$	$R_{Bz}$	$M_{Ax}$	$M_{Ay}$	$M_{Az}$	$M_{Bx}$	$M_{By}$	$M_{Bz}$
1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0
0	K	0	0	0	0	1	0	0	-1	0	0
K	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Matice $b =$	0		Matice $x =$	$R_{Ax}$
	0			$R_{Ay}$
	$-G_2$			$R_{Az}$
	0			$R_{Bx}$
	0			$R_{By}$
	0			$R_{Bz}$
	$F_x$			$M_{Ax}$
	$F_y$			$M_{Ay}$
	$F_z - G_3$			$M_{Az}$
	$F_y \cdot D \cdot \cos \beta$			$M_{Bx}$
	$F_z \cdot D \cdot \sin \beta + F_x \cdot D \cdot \cos \beta$			$M_{By}$
	$F_y \cdot D \cdot \sin \beta$			$M_{Bz}$

Výpočet reakcí:

$$A \cdot x = b \tag{4.35}$$

Výpočet reakcí z rovnic dle výše uvedeného postupu byl proveden v programu Matlab R2012b. Programový soubor s výpočtem (m-file) je přiložen k diplomové práci jako elektronická (č. 1c) i textová příloha (č. 4a).

Síly od obrábění zjištěné z předchozího výpočtu v kapitolách 4.2, 4.3 a 0 se musely zaokrouhlit výrazně směrem nahoru, z důvodu bezpečnosti a zohlednění možných nepřesností a dalších nepředvídaných vlivů u výsledné hodnoty. Výpočet také uvažuje působení obráběcích sil na nástroj současně ze třech směrů. Z předchozích úvah a zjištění vzešly následující parametry pro výpočet.

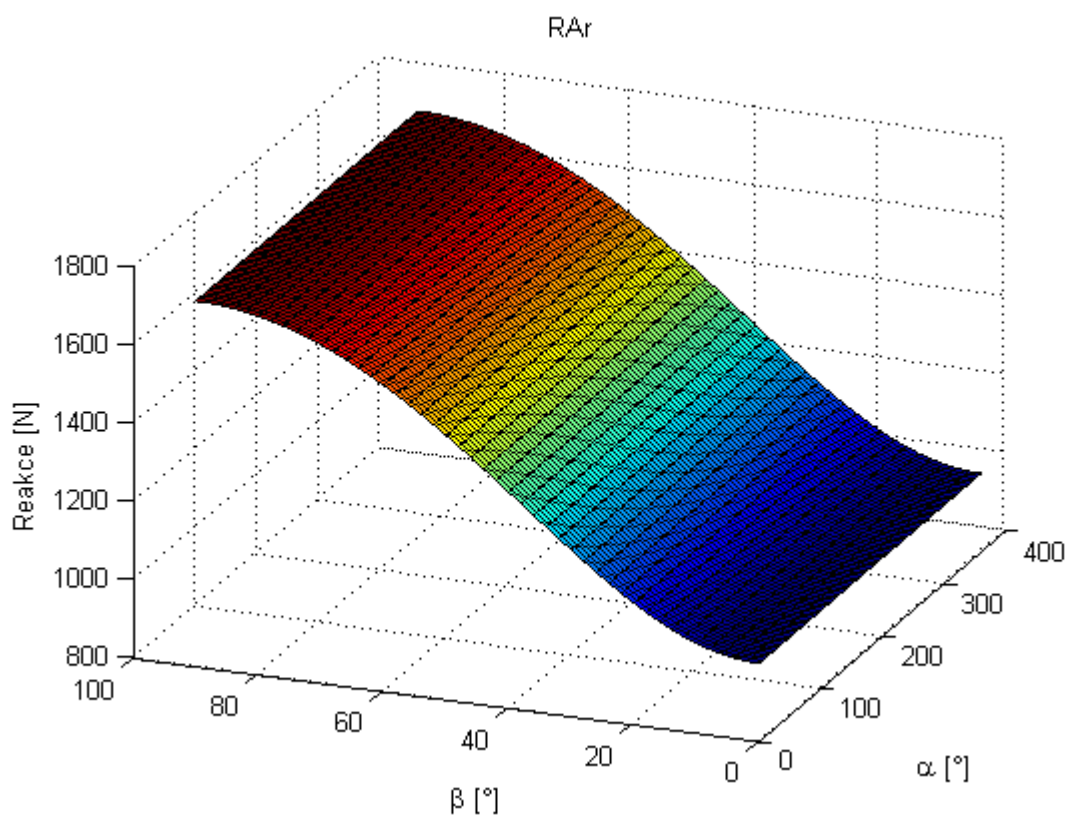
Zadané parametry:

Rozměr [D]:	0,35	[m]
Rozměr [N]:	0,46	[m]
Rozměr [K]:	0,68	[m]

Hmotnost tělesa 2 [ $m_2$ ]:	450	[kg]
Hmotnost tělesa 3 [ $m_3$ ]:	200	[kg]
Síla od obrábění ve směru X [ $F_x$ ]:	1000	[N]
Síla od obrábění ve směru Y [ $F_y$ ]:	1000	[N]
Síla od obrábění ve směru Z [ $F_z$ ]:	1000	[N]
Naklápění mechanismu [ $\beta$ ]:	0 - 90	[°]
Otáčení mechanismu [ $\alpha$ ]:	0 - 360	[°]

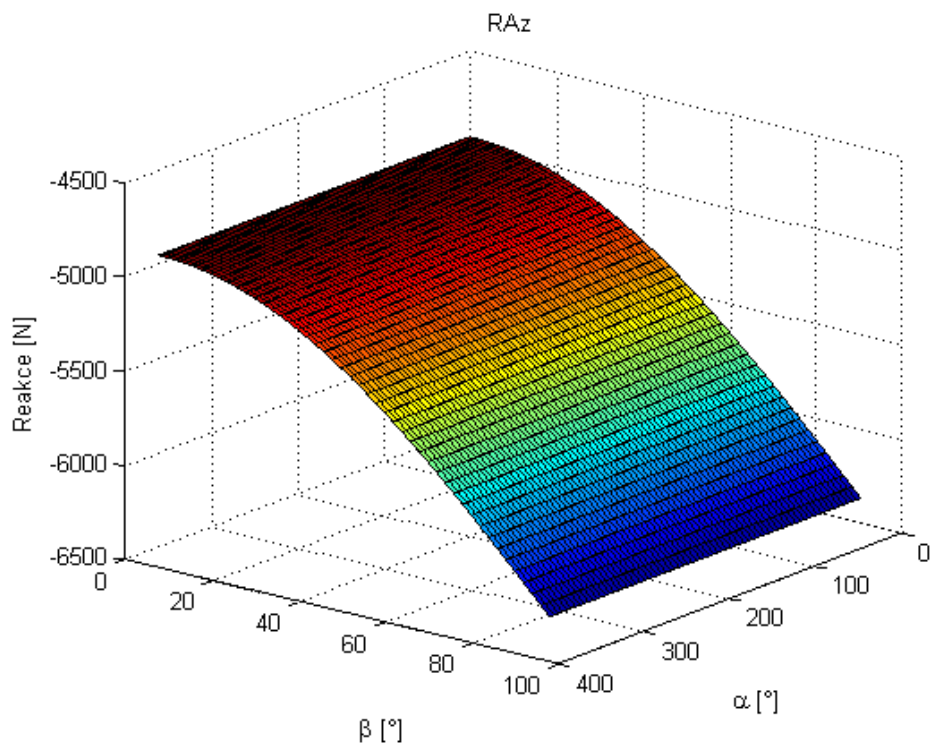
Výsledky výpočtu ukazují průběh zatížení v závislosti na úhlu natočení  $\alpha + \beta$ :

**Reakce  $R_{Ar}$**  (radiální zatížení ložiska v bodě A)



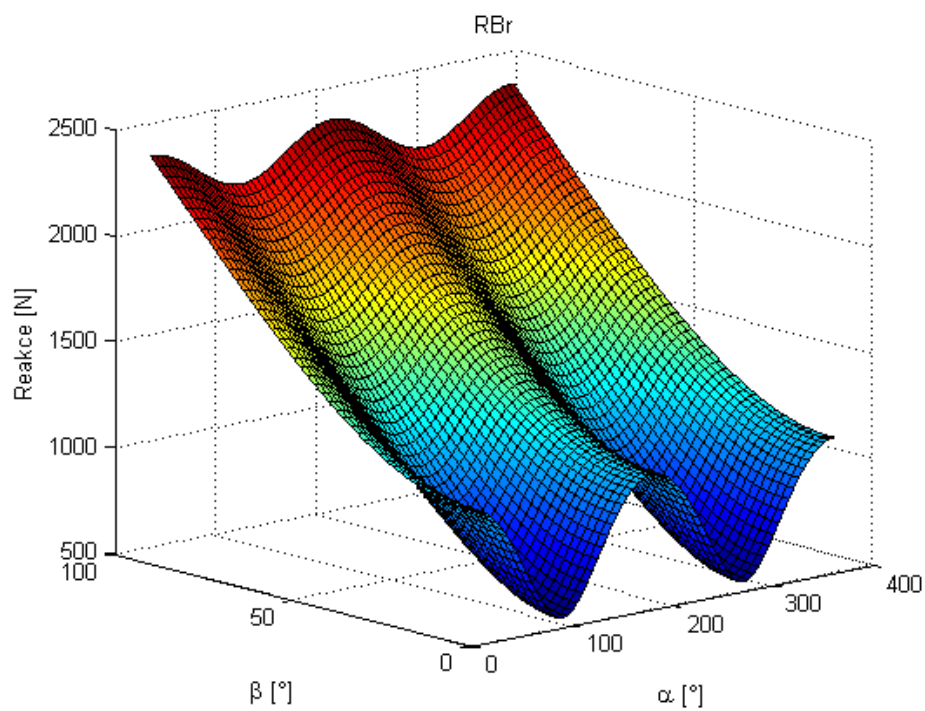
Graf 1: Průběh reakce  $R_{Ar}$

**Reakce  $R_{Az}$**  (axiální zatížení ložiska v bodě A)



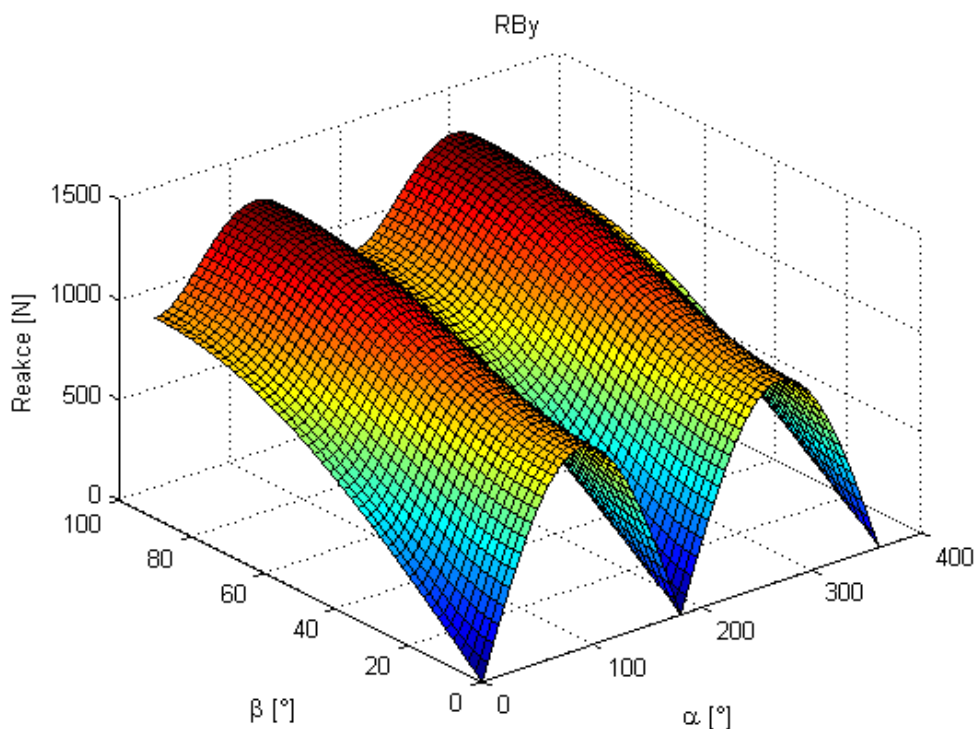
Graf 2: Průběh reakce  $R_{Az}$

**Reakce  $R_{Br}$**  (radiální zatížení ložiska v bodě B)



Graf 3: Průběh reakce  $R_{Br}$

**Reakce  $R_{By}$**  (axiální zatížení ložiska v bodě B)



Graf 4: Průběh reakce  $R_{By}$

Z uvedených grafů dále program zjišťuje maximální hodnoty v průběhu otáčení, které pak shrnuje následující tabulka:

Maximální zatížení ložisek od obrábění a hmotnosti vlastních částí:

	Radiální zatížení	Axiální zatížení
Ložisko v bodě A	1732,1 N	6376,5 N
Ložisko v bodě B	2418,6 N	1414,2 N

## 4.7 Návrh ložisek

Zatížení ložisek na horizontální ose naklápění (A):

**Radiální zatížení:**

Od  $M_{G23,34} = 299,55N$

Od  $M_{G12,34} \rightarrow \frac{M_{G12,34}}{K} = \frac{275,59}{0,68} = 405,28N$

Od obrábění + hmotnost = 2419N (na 2 ložiska)  $\rightarrow \frac{2419}{2} = 1209,5N$

*Celkem* = 299,55 + 405,28 + 1209,5 = 1914,33N  $\cong$  **2000N**

**Axiální zatížení:**

Od obrábění + hmotnost = 1414N  $\cong$  **1500N**

**Klopný moment:**

Od obrábění = 1000. *D* = 1000. 0,35 = 350Nm

Od  $M_{G23,34} = 137,79Nm$

*Celkem* = 350 + 137,79 = 487,79Nm  $\cong$  **500Nm**

Zatížení ložiska na svislé ose otáčení (C):

**Radiální zatížení:**

Od  $M_{G23,34} = \frac{M_{G23,34}}{K} = \frac{137,79}{0,68} = 202,63N$

Od  $M_{G12,34} \rightarrow \frac{M_{G12,34}}{K} = 405,28N$

Od obrábění + hmotnost = 1732N

*Celkem* = 202,63 + 405,28 + 1732 = 2339,91N  $\cong$  **2500N**

**Axiální zatížení:**

Od obrábění + hmotnost = 6376N  $\cong$  **6500N**

**Klopný moment:**

Od obrábění = 1000. (*D* + *K*) = 1000. (0,35 + 0,68) = 1030Nm

Od  $M_{G23,34} = 137,79Nm$

Od  $M_{G12,34} = 275,59Nm$

*Celkem* = 1030 + 137,79 + 275,59 = 1443,38Nm  $\cong$  **1500Nm**

Shrnutí:

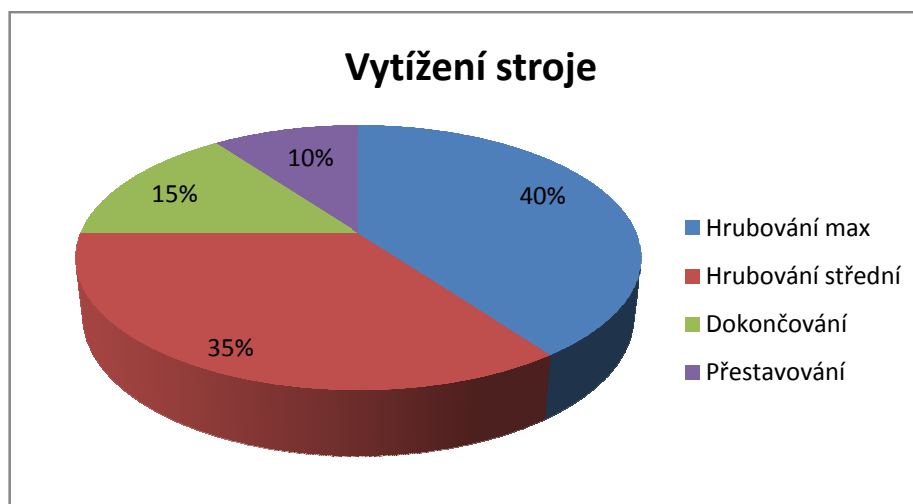
Zatížení ložiska na ose A:			Zatížení ložiska na ose C:		
Axiální	Radiální	Klopný moment	Axiální	Radiální	Klopný moment
1500N	2000 N	500 Nm	6500 N	2000 N	1500 Nm

### Vytížení stroje:

Při návrhu a kontrole trvanlivosti ložisek se musí zohlednit skutečnost, že stroj nebude vytížen celý pracovní čas na 100% vypočítané zátěže. Stroj bude vykonávat různé obráběcí operace s různými nástroji (různé velikosti nástrojů) a také nebude 100% času vykonávat kontinuální obrábění. Tím bude možné navrhnout ložiska dle reálnějšího modelu zatížení. Také to může umožnit použití ložisek menších velikostí nebo určit přesnější dobu jejich životnosti. Proto bylo vytvořeno vzorové zatížení stroje, které zohledňuje jeho uvažované pracovní vytížení procentuelně v čase.

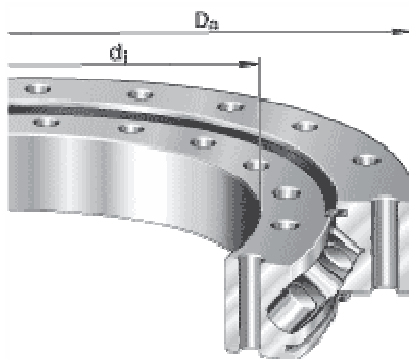
V následujícím grafu (Graf 5) lze nalézt tato uvažovaná využití stroje:

- hrubování s největším rozměrem pilového kotouče (max. zatížení)
- hrubování s použitím středně velkého kotouče nebo frézy (50% zatížení)
- dokončovací práce s malým kotoučem nebo frézou (20% zatížení)
- přestavování na prázdko bez kontinuálního obrábění (pouze hmotnost)



Graf 5: Pracovní spektrum stroje

Pro osu A (horizontální naklápění) bylo z katalogu firmy INA/FAG vybráno valivé ložisko se zkříženými válečky typ **XU060111** (Obr. 46). To znamená, že valivé elementy jsou uloženy ve valivé trati střídavě křížem. Toto ložisko je schopno zachytávat vysoké radiální i axiální zatížení, klopný moment a má velmi přesný chod.



Obr. 46: Valivé ložisko se zkříženými válečky [23]

Parametry ložiska XU060111:

Statické radiální zatížení:	21500 N
Statické axiální zatížení:	44500 N
Dynamické radiální zatížení:	22800 N
Dynamické axiální zatížení:	36000 N
Klopný moment:	1036 Nm

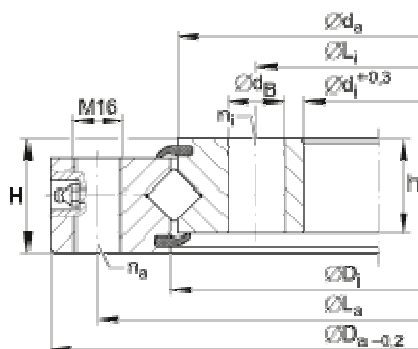
Výpočet trvanlivosti ložiska lze provést přímo na internetových stránkách výrobce pomocí modulu „Medias“. Výstup z tohoto modulu při definovaném zatížení dle výše uvedených úvah je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 6c.

Výsledná trvanlivost ložiska XU060111:

Trvanlivost při daném zatížení:	31656 h
Moment tření:	9 Nm

Pro osu C (svislé otáčení) bylo rovněž z katalogu firmy INA/FAG vybráno valivé ložisko stejného provedení (Obr. 46), konkrétně typ **XU120222**. Toto ložisko dle výpočtu trvanlivosti a únosnosti vychází zbytečně předimenzované, ale vzhledem ke konstrukci ložiska a jeho možnostech montáže se toto ložisko jeví jako velmi výhodné. Vnitřní kroužek obsahuje sadu průchozích otvorů, zatímco na vnějším kroužku jsou závitové díry (viz. Obr. 47), což je pro zamýšlené umístění ideální. Musíme pak také uvažovat dostatečně velký průchozí vnitřní otvor a rozměry vidlice.





Obr. 47: Konstrukce ložiska XU120222 [24]

#### Parametry ložiska XU120222:

Statické radiální zatížení:	131000 N
Statické axiální zatížení:	275000 N
Dynamické radiální zatížení:	85000 N
Dynamické axiální zatížení:	133000 N
Klopný moment:	2662 Nm

#### Výsledná trvanlivost ložiska XU120222:

Trvanlivost při daném zatížení:	92081 h
Moment tření:	29 Nm

Výstup z modulu Medias s nastavením výpočtu dle uvedených parametrů zatížení je přiložen k diplomové práci jako elektronická příloha č. 7c.

## 4.8 Návrh pohonů rotačních os

### **Rotační osa A (horizontální naklápění)**

Jako pohon pro tuto rotační osu byl vybrán kompaktní servopohon od firmy Harmonic Drive série CHA-XX. Tento kompaktní obsahuje harmonickou převodovku, servomotor, brzdu a valivé ložisko se zkříženými válečky. Schéma uspořádání je vidět na Obr. 48. Konkrétní typ servopohonu vzejde z výpočtu potřebného krouticího momentu na výstupu z převodovky. Tento moment musí mít tak velkou hodnotu, aby přetlačil všechny odpor, který působí proti

rotačnímu pohybu. Proti rotaci působí gyroskopický moment  $M_{G12,34}$ , moment od obrábění a třecí moment v ložiskách. Výpočet potřebného momentu je uveden v níže.

Výpočet potřebného momentu na výstupu z převodovky:

$$M_{kpA} = M_{G12,34} + \text{moment od obrábění} + \text{tření v ložiskách} \quad (4.36)$$

Z předchozích výpočtů jsou tyto hodnoty známé:

$$M_{G12,34} = 275,59Nm \cong 280Nm \text{ (viz. kapitola 4.5)}$$

$$\text{Moment od obrábění} = F_o \cdot D = 1000 \cdot 0,35 = 350Nm \quad (4.37)$$

$F_o$  = síla od obrábění

$D$  = rameno na kterém působí  $F_o$  (viz. kapitola 4.6)

$$\text{Tření v ložiskách} = 2 \cdot 9 = 18Nm \cong 20Nm \text{ (viz. kapitola 4.7)} \quad (4.38)$$

$$M_{kpA} = 280 + 350 + 20 = \mathbf{650Nm}$$

Tomuto potřebnému momentu na výstupu vyhovuje z katalogu firmy Harmonic Drive servopohon s označením **CHA-50A-160**. Parametry toho pohonu jsou uvedeny v následujícím souhrnu:

Parametry servopohonu CHA-50A-160:

Jmenovitý výstupní moment: 736Nm (max. 1180Nm)

Vůle na výstupu: < 1 arcmin

Převod: 160

Maximální otáčky: 22 ot/min

Brzdný moment brzdy: 720Nm

Parametry ložiska:

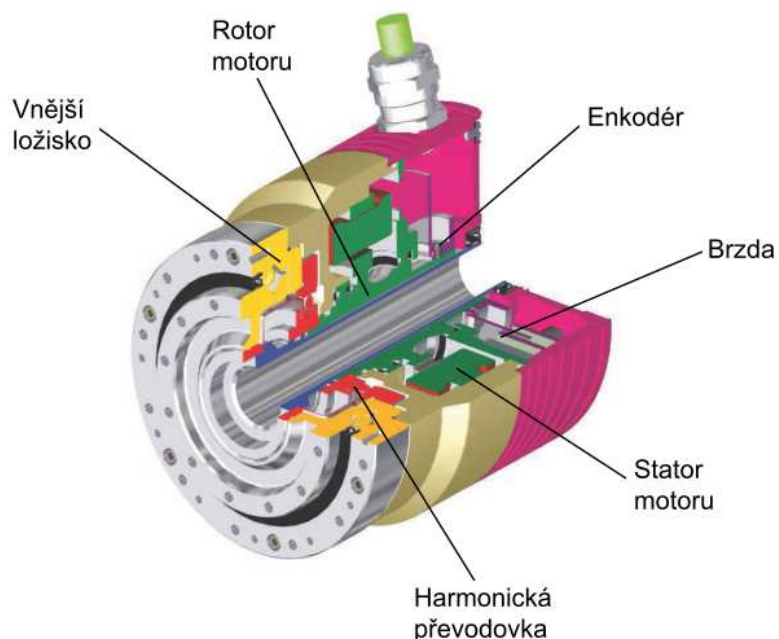
Ložisko se zkříženými válečky

Dynamická radiální únosnost: 37 300N

Dynamická axiální únosnost: 56 100N

Klopný moment: 1558Nm

Toto ložisko má větší únosnost než pro horizontální osu navržené a spočítané ložisko v kapitole 4.7., proto je vhodné pro zamýšlené použití v rotační hlavě.



Obr. 48: Servopohon CHA Harmonic drive [26]

Katalogový list servopohonu CHA-50A-160 firmy Harmonic Drive je uveden v příloze jako textová příloha č. 1a.

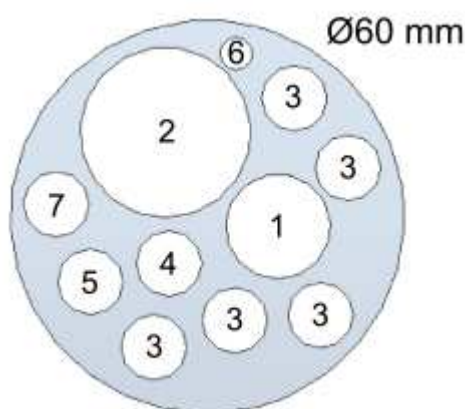
### **Rotační osa C (svislé otáčení)**

Na svislé rotační ose zajišťuje rotaci servomotor s cykloidní převodovkou. Vzhledem k tomu, že je zamýšleno vedení svazku kabelů středem pohonné soustavy, musí navržený pohon mít v ose průchozí otvor, který bude dostatečně velký pro průchod všech kabelů vedoucích ze spodní části hlavy. Průměr tohoto průchozího otvoru lze stanovit při poskládání všech uvažovaných průřezů vodičů a hadic do jednoho celku a navržení kruhové plochy, do které by se všechny tyto průřezy vešly.

Pro průchod středem jsou uvažovány následující typy vodičů a hadic:

Číslo	Typ vodiče	Rozměr
1	Napájení vřetena	Ø16
2	Vodovodní hadice	Ø26
3	5 x Pneumatická (vzduchová) hadice	Ø10
4	Enkodér na vřetenu	Ø10
5	Enkodér na servomotoru	Ø10
6	Odměřování polohy	Ø5
7	Napájení servomotoru	Ø10
8	Snímač, koncový doraz	x

Tabulka 16: Typy vodičů a hadic průchozích v ose pohonu



Obr. 49: Minimální středový průchozí otvor

Z Obr. 49 je zřejmé, že po seskládání všech uvažovaných vodičů a hadic je minimální požadovaný průchozí otvor Ø60mm. Pokud budeme ještě uvažovat použití určitého počtu snímačů, indikátorů polohy, koncových spínačů a také určité mezery a příčky mezi vodiči, minimální průchozí otvor by tak měl být alespoň Ø65mm

Stanovení potřebného momentu na výstupu z převodovky:

$$M_{kpC} = M_{G12,34} + M_{G23,34} + \text{moment od obrábění} + \text{tření v ložiskách} \quad (4.39)$$

Z předchozích výpočtů jsou tyto hodnoty známé:

$$M_{G12,34} = 275,59Nm \cong 280Nm \text{ (viz. kapitola 4.5)}$$

$$M_{G23,34} = 137,79Nm \cong 140Nm$$

$$\text{Moment od obrábění} = F_o \cdot D = 1000 \cdot 0,35 = 350Nm$$

$F_o$  – síla od obrábění

$D$  – rameno na kterém působí  $F_o$  (viz. kapitola 4.6)

$$\text{Tření v ložiskách} = 39Nm \cong 40Nm \text{ (viz. kapitola 4.7)}$$

$$M_{kpC} = 280 + 140 + 350 + 40 = \mathbf{810Nm}$$

Výše vypočteným parametrům nejlépe vyhovuje cykloidní převodovka od firmy Nabtesco, typ **RD-200C-156**. Tato převodovka má do vnějšího odlitku zabudované přípojovací rozhraní pro servomotor mimo osu rotace. Připojení servomotoru je realizováno dodávanou spojkou přes výstupní hřídel převodovky (mimo osu rotace) a hřídel servomotoru. Mezi tím je vsunuta přechodová přírubová součást k připojení servomotoru ke hlavnímu vnějšímu odlitku, kterou výrobce dodává v několika provedeních dle přípojovacích rozměrů konkrétních motorů. Díky připojení servomotoru mimo centrální osu vznikl prostor pro středový průchozí otvor o průměru 75mm. Konstrukce převodovky je vidět na Obr. 50. Cykloidní převodovka má obecně velmi přesný chod, vůle na výstupu se pohybuje okolo 1“. Nevýhodou použití tohoto typu cykloidní převodovky je její poměrně vysoká hmotnost. Únosnost na potřebný moment splňuje i o stupeň menší typ, ten ale neobsahuje dostatečně velký průchozí otvor.

#### Parametry cykloidní převodovky RD-200C-156:

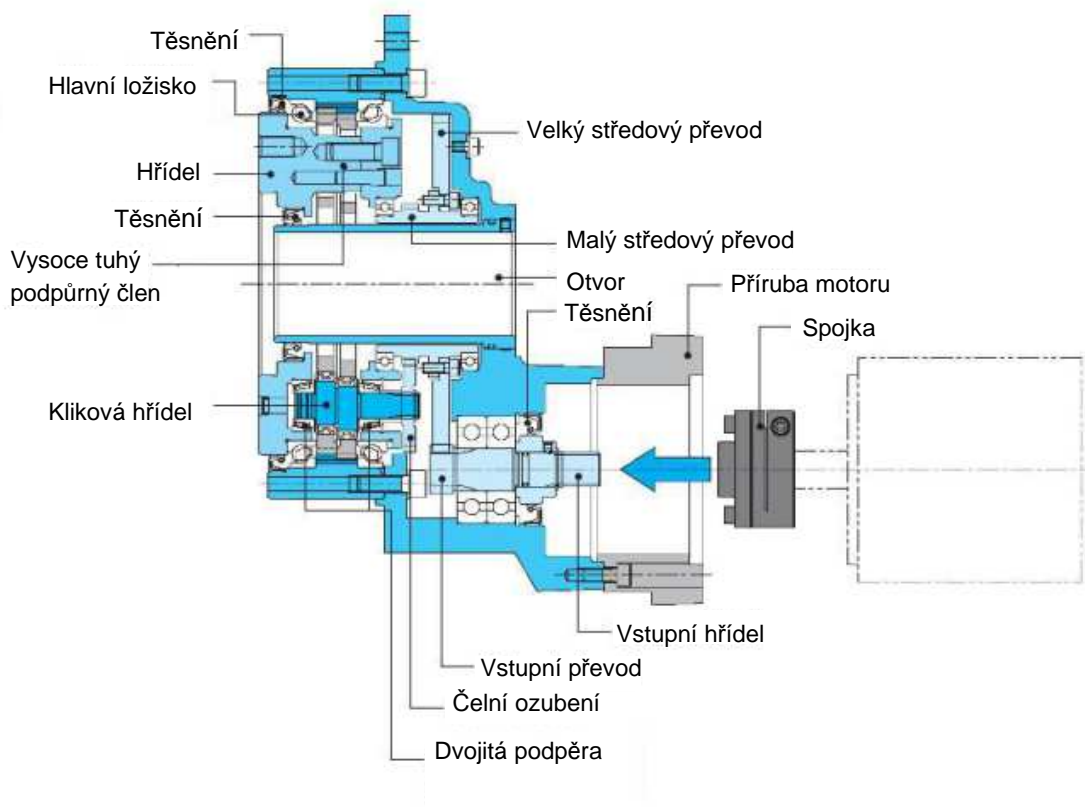
Vůle na výstupu: 1 arcmin

Jmenovitý moment: 1960Nm

Jmenovité otáčky: 15 ot/min (max. 30 ot/min)

Průchozí středový otvor: Ø75mm

Převod: 156



Obr. 50: Schema cykloidní převodovky [27]

### Návrh servomotoru pro cykloidní převodovku

Požadovaná velikost momentu motoru:

$$Mk_M = \frac{Mkp_C + Mk_P}{P} \quad (4.40)$$

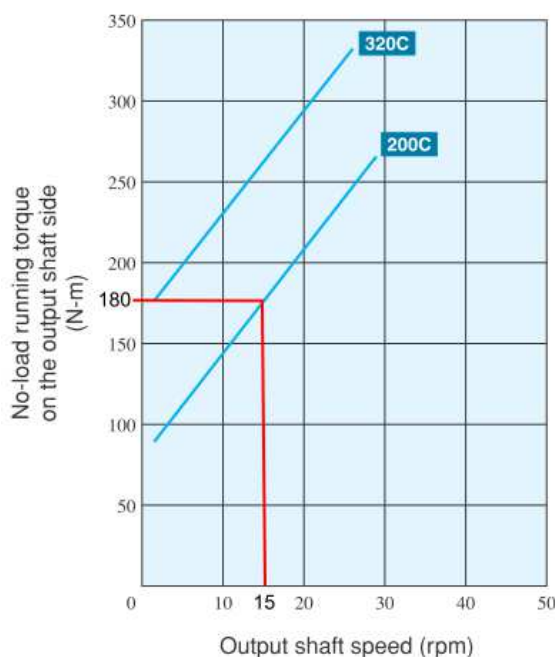
$Mkp_C$  – moment od zatížení

$Mk_P$  – odpor převodovky při běhu bez zatížení

$P$  – převodový poměr

Hodnota  $Mk_P$  (odpor převodovky naprázdno) je možné stanovit z katalogu cykloidní převodovky Nabtesco. Uvažované maximální provozní otáčky výstupní hřídele jsou 15 ot/min. Z grafu na Obr. 51 je jasné, že při daných otáčkách bude odpor přibližně 180Nm. Tuto hodnotu je dle výrobce ještě nutné vynásobit bezpečnostním koeficientem  $k = 1,3$ .

$$Mk_P = 180 \cdot 1,3 = 234Nm \quad (4.41)$$



Obr. 51: Moment převodovky bez zatížení [27]

Moment na motoru tedy musí být:

$$Mk_M = \frac{Mkp_C + Mk_P}{P} = \frac{800 + 234}{156} = \frac{1034}{156} = \mathbf{6,63Nm} \quad (4.42)$$

Potřebné minimální otáčky motoru:

$$n_p = \text{požadovaná rychlost otáčení hlavy v ose C} = 15 \text{ ot/min}$$

$$n_M = n_p \cdot P = 15 \cdot 156 = \mathbf{2340 \text{ ot/min}} \quad (4.43)$$

Výše vypočtené parametry splňuje motor firmy Kollmorgen typ **AKM-52K**.

#### Parametry motoru AKM-52K:

Jmenovitý moment: 6,80 Nm (při otáčkách 3000 ot/min)

Jmenovité otáčky: 3000 ot/min (max 5500 ot/min)

Jmenovitý výkon: 2,14 kW

Brzdňý moment integrované brzdy: 14,5 Nm

Katalogový list převodovky RD-200C-156 a servomotoru AKM-52K je uveden v příloze jako elektronická příloha 8c (převodovka) a textová příloha 2a (servo).

## 4.9 Návrh brzd

Stroj Carbo Compact CNC nedisponuje hydraulickým agregátem, proto se výběr omezil pouze na elektricky nebo pneumaticky ovládané brzdy. Největší problém představuje velikosti potřebného brzdného momentu, kdy většina z dostupných produktů nedosahuje ani z daleka potřebné hodnoty, nebo tuto hodnotu dosahuje jen při velmi velkých rozměrech. Brzdný moment musí zajišťovat „aretaci“ při nekontinuálním obrábění, kdy se hlava zamkne v určité poloze, při níž bude probíhat obrábění. Musí tedy zajistit, aby se hlava nepootočila vlivem sil a momentů od obrábění a od gyroskopických momentů. Požadavek na navrženou brzdu je tedy velmi vysoký brzdný moment a kompaktní rozměry, aby bylo možné ji zapracovat do omezeného prostoru hlavy.

### **Stanovení velikosti požadovaného brzdného momentu:**

Brzdný moment u horizontálního naklápění (osa A):

$$Mb_A = Mko_A + M_{G12,34} = 350 + 275,59 = 625,59Nm \quad (4.44)$$

Z bezpečnostních důvodů se výsledný moment vynásobí koeficientem 2

$$Mb_A = 625,59 \cdot 2 = 1251,18 \cong \mathbf{1300Nm} \quad (4.45)$$

*Mko<sub>A</sub> – Moment od obrábění, který působí ve směru rotace osy A*

Brzdný moment u svislého otáčení (osa C):

$$Mb_C = Mko_C + M_{G23,34} = 350 + 137,79 = 487,79Nm \quad (4.46)$$

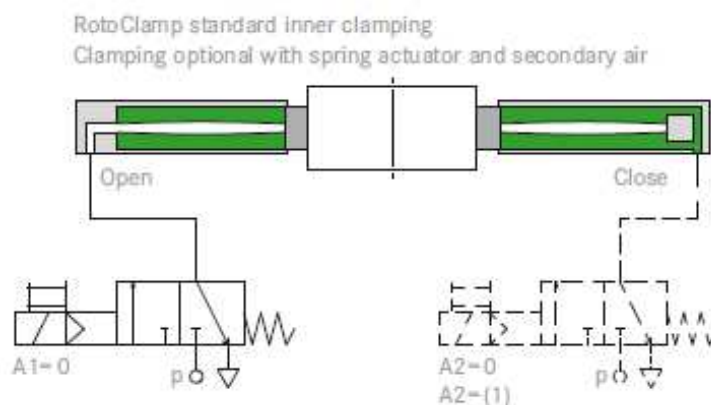
Z bezpečnostních důvodů se výsledný moment vynásobí koeficientem 2

$$Mb_C = 487,79 \cdot 2 = 975,58 \cong \mathbf{1000Nm} \quad (4.47)$$

*Mko<sub>C</sub> – Moment od obrábění, který působí ve směru rotace osy C*



Vhodný brzdový systém má ve svém produktovém portfoliu firma HEMA. Jedná se o pneumatickou brzdu s vysokým brzdovým momentem za relativně příznivých rozměrů. Další velkou výhodou je možnost skládat jednotlivé brzdy na sebe. Princip funkce a konstrukční uspořádání brzdy je vidět na Obr. 52.



Obr. 52: Princip pneumatické brzdy [25]



Obr. 53: Brzda Hema RotoClamp [25]

**Volba brzdy z katalogu firmy HEMA:**

Horizontální naklápění (osa A):

RotoClamp S typ **RC 90 S**

Brzdový moment: 342Nm

V konstrukci jsou použity 2ks této brzdy na jednom konci horizontální osy poskládané na sebe. Na druhém konci brzdu obsahuje již kompaktní pohon s harmonickou převodovkou CHA-50A. Brzda obsažená v tomto kompletu přináší brzdňý moment 720Nm.

$$Mb_1 = 342 \cdot 2 + 720 = 1404Nm \geq 1300Nm \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.48)$$

Svislé otáčení (osa C):

RotoClamp N typ **RC 120 N**

Brzdňý moment: 600Nm

Opět jsou na svislé rotační ose použity 2 ks této brzdy spolu s brzdou na servomotoru, která přináší dalších 14,5Nm brzdňého momentu.

$$Mb_2 = 600 \cdot 2 + 14,5 = 1214Nm \geq 1000Nm \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.49)$$

Katalogový list pneumatických brzdňých systémů od výrobce Hema je přiložen v příloze č. 3a. Konstrukční uspořádání výše uvedených brzd v rotační hlavě je vidět na Obr. 58 a Obr. 59.

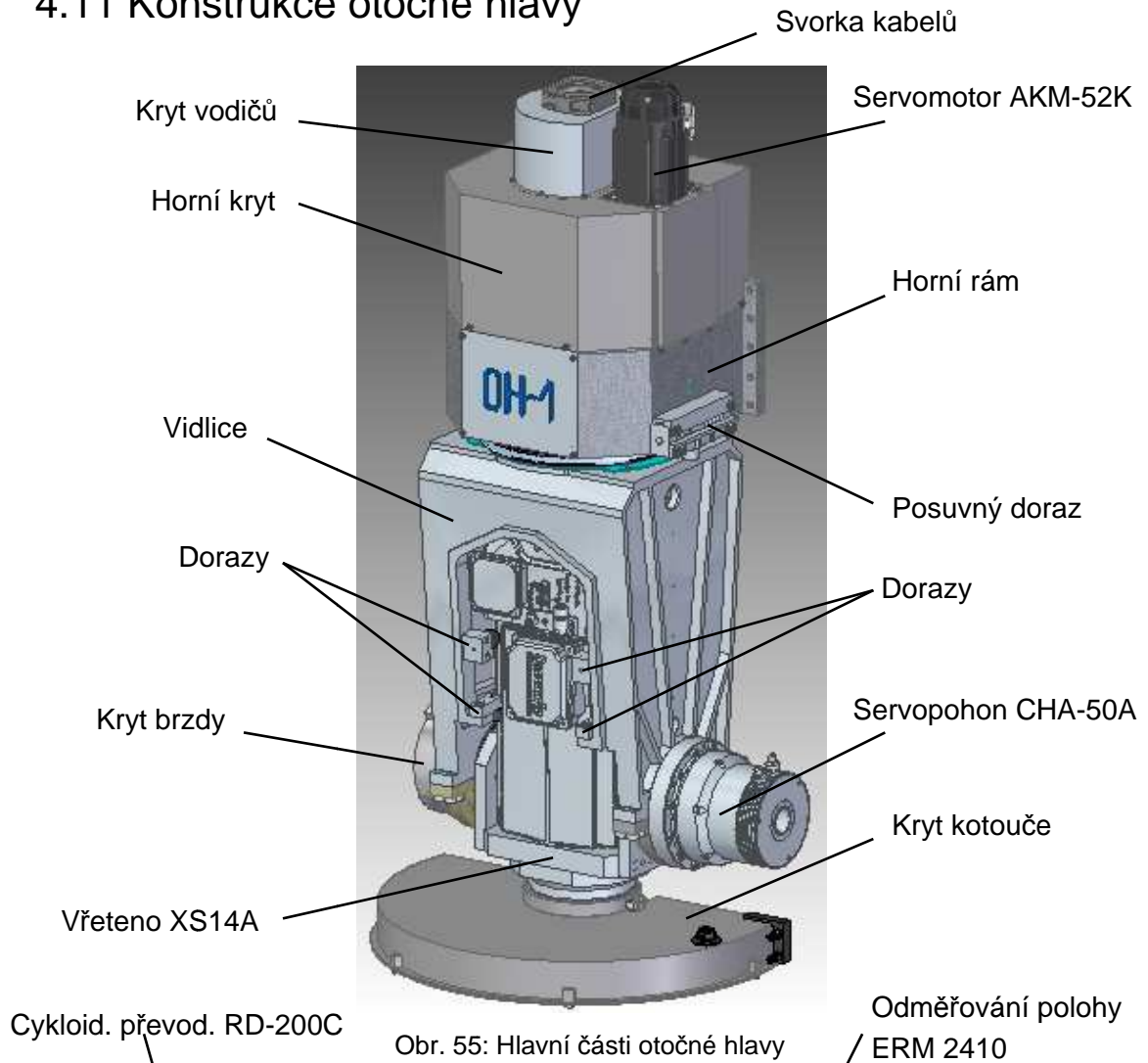
## 4.10 Odměřování

Odměřování úhlu natočení obou rotačních os zajišťuje inkrementální polohový snímač Heidenhain ERM 2410. Snímač tvoří ocelový kroužek s magnetickou páskou po obvodu a snímací hlavou (viz. Obr. 54). Tento typ odměřování udává polohu s přesností  $\pm 16''$ , což na nástroji znamená odchylku  $\pm 0,0136\text{mm}$ .



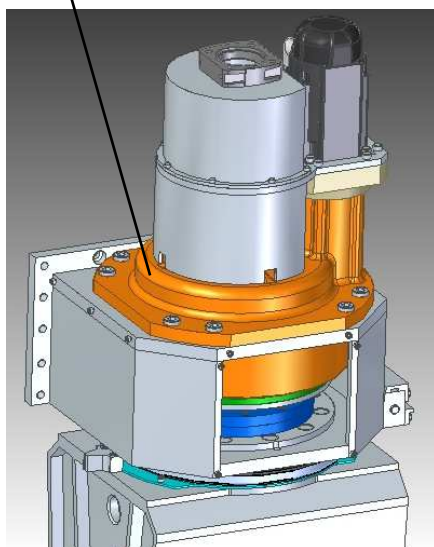
Obr. 54: Odměřování polohy Heidenhain ERM 2410 [28]

## 4.11 Konstrukce otočné hlavy

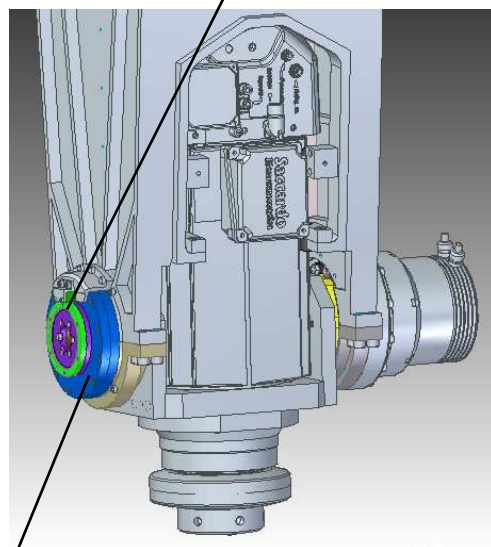


Obr. 55: Hlavní části otočné hlavy

Cykloid. převod. RD-200C



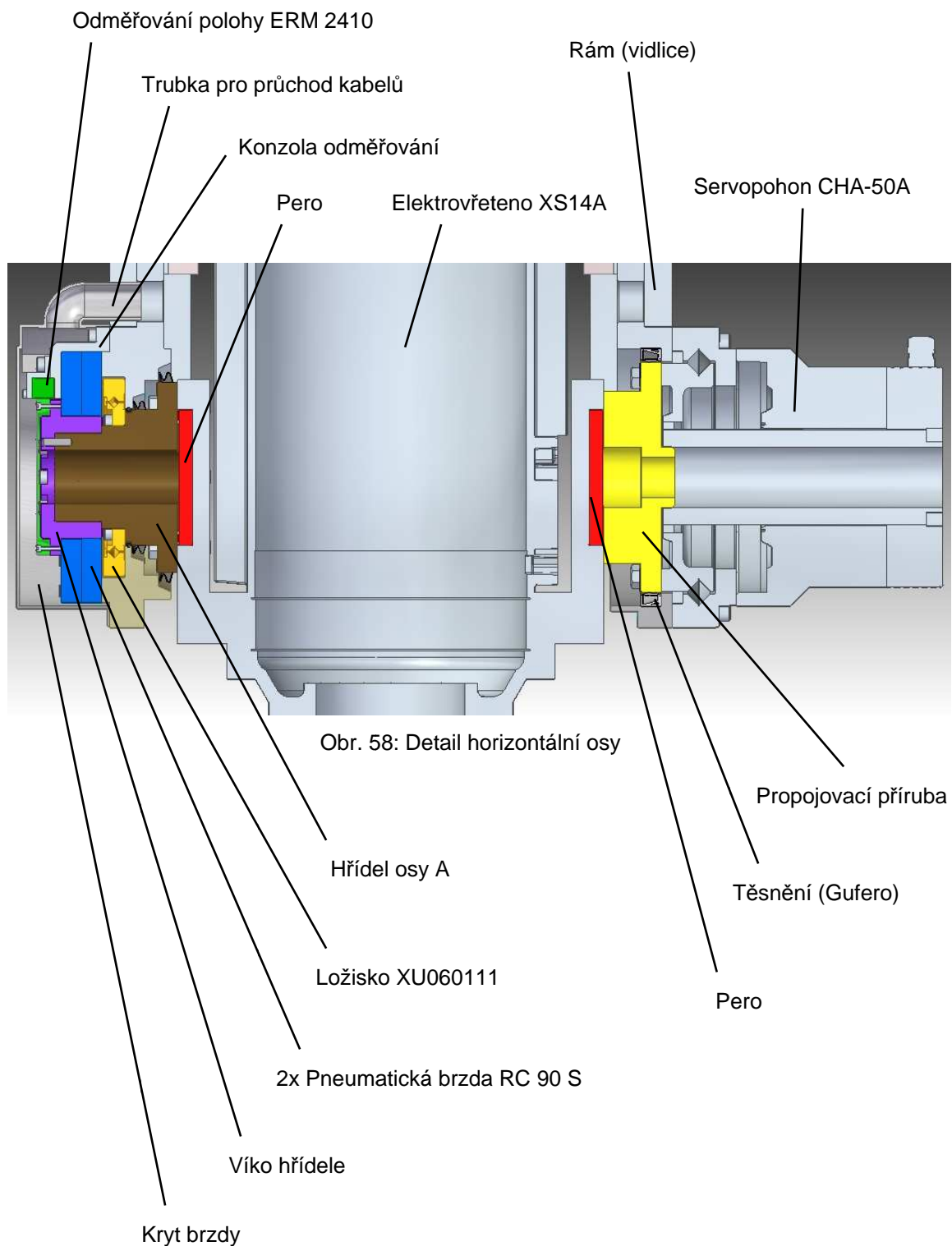
Obr. 56: Horní část bez krytování



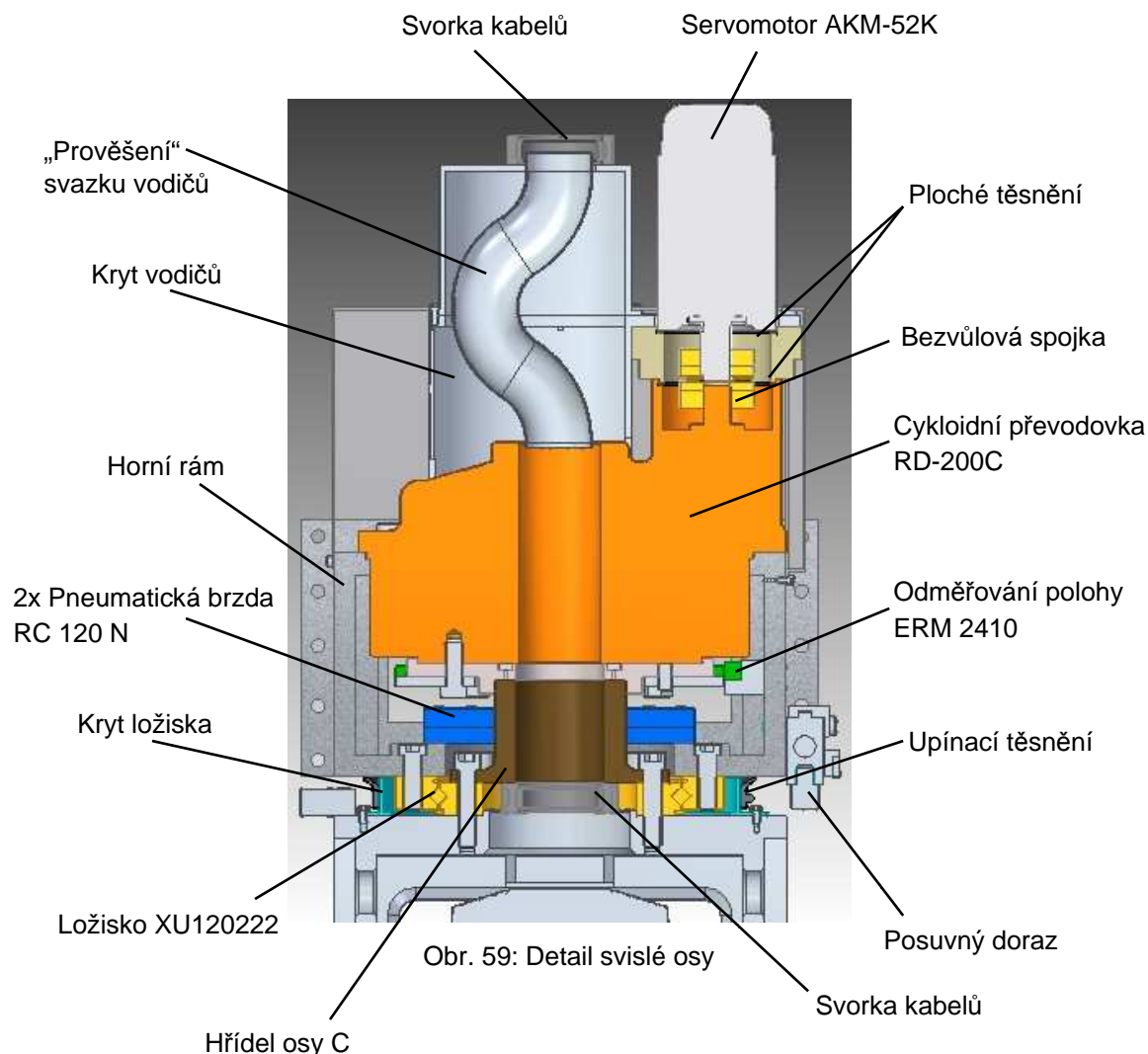
Obr. 57: Spodní část bez krytování

2x Brzda RC 90 S

**Detail horizontální osy naklápění (A):**





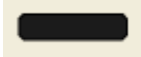


### Detail svislé osy otáčení (C):

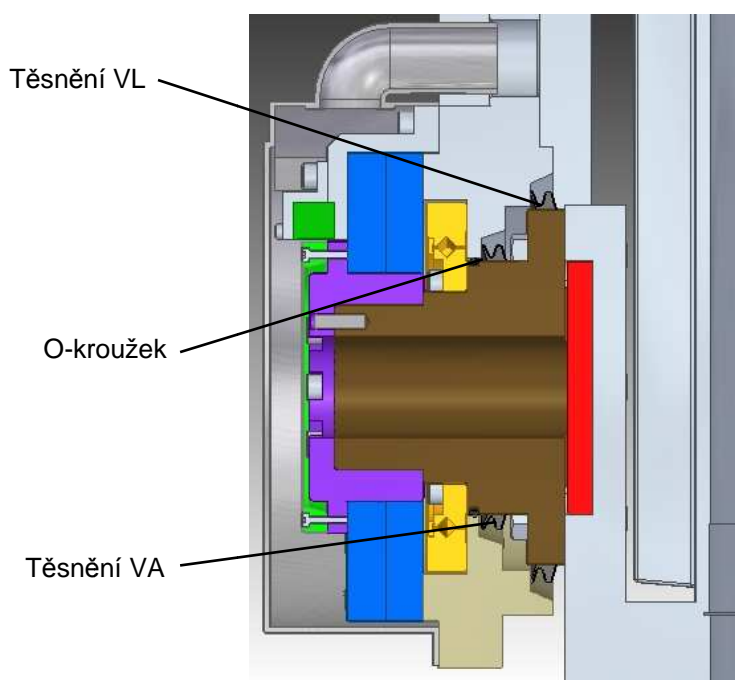


## 4.12 Těsnění

V konstrukci hlavy je použito několik druhů těsnění, jedná se o hřídelové těsnění (V-kroužek), gufero, speciální upínací těsnění, o-kroužek a také ploché těsnění. Vzhledem k tomu, že stroj obrábí kámen a hlava se bude pohybovat v blízkosti řezného procesu, předpokládá se vznik velkého množství nečistot. Citlivé součásti hlavy tak musí být pečlivě utěsněny. Přehled konkrétních použitých typů těsnění je uveden v tabulce níže (Tabulka 17). Rozmístění těsnění zobrazuje několik obrázků: Obr. 58, Obr. 59 a Obr. 60.

Typ těsnění	Profil těsnění
Hřídelové těsnění VA/VL	
Gufero	
Upínací těsnění	
O-kroužek	
Ploché těsnění	

Tabulka 17: Typy těsnění [33]

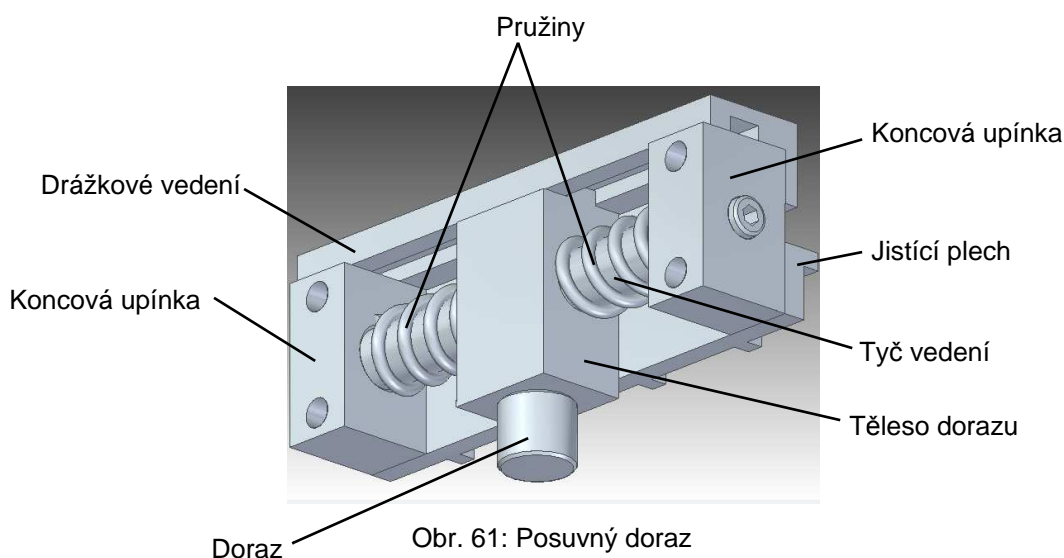


Obr. 60: Rozmístění těsnění

### 4.13 Posuvný koncový doraz

Na svislé ose otáčení hlava rotuje v rozsahu  $\pm 185^\circ$ . Hlavním činitelem, který určuje polohu natočení osy je řídicí software, pokud však tento software selže nebo vznikne jiná nenadálá situace, kdy se hlava v požadované poloze nezastaví, musí se dále zastavit o koncový doraz, aby nedošlo k většímu

poškození důležitých součástí. Při tomto rozsahu pohybu ( $\pm 185^\circ$ ) nelze použít standardní koncové dorazy, kdy se v jednom místě při překročení požadovaného rozsahu pohybu na sebe dorazí 2 pevná tělesa. Takovýmto způsobem by bylo možné zajistit pohyb v rozsahu maximálně necelých  $\pm 180^\circ$ . V tomto případě je nutné použít posuvný doraz, který umožní otáčení v plném požadovaném rozsahu. Konstrukci posuvného dorazu umístěného na svislé rotační ose hlavy lze vidět na Obr. 61, jeho umístění v sestavě pak na Obr. 59. Doraz je veden na tyčovém vedení a z obou stran umístěn mezi pružiny. Z vrchní strany je připojeno dodatečné vedení v drážce pro zajištění dorazu proti vychýlení z vertikální polohy. Při nárazu protikusů do tělesa dorazu se začne stlačovat pružina, až do jejího maximálního stlačení, kdy dojde k doražení. Pružina po uvolnění vrátí doraz zpět do nulové polohy.



#### 4.14 Vodiče a přívody médií

Návrh otočné hlavy také počítá s rozvodem vodičů a dalších médií jako je vzduch, olej, chladicí kapalina a řezná emulze. Konkrétní vodiče a hadice nejsou v modelu detailně promodelovány, jejich trasy vedení však naznačuje umístění vodících lišt, trubek a soustava upínacích svorek. Rám stroje také obsahuje otvory pro jejich průchod. Na vertikální ose je naznačeno prověšení svazku vodičů vycházejících z cykloidní převodovky (Obr. 59), což zajišťuje, že se tyto vodiče nepřekroutí při otáčení hlavy v rozsahu  $\pm 185^\circ$ .

## 4.15 Pevnostní výpočet šroubů na vidlici

$F_o = 1000N \rightarrow$  síla od obrábění

$R_A, R_{H1} \rightarrow$  síly od gyroskopického momentu (viz. kapitola 4.5)

$G_V = 1500N \rightarrow$  tíha vřetena

Zatížení šroubu kolmo na osu:

$$F_{zat} = F_o + R_A + R_{H1} + G_V = 1000 + 299,55 + 405,28 + 1500 = 3204,8 \cong 3210N$$

$$\text{Zatížení je rozloženo na 8 šroubů} \rightarrow \frac{3210}{8} = \mathbf{401N} \quad (4.50)$$

Určení požadovaného minimálního předpětí:

$$F_{zat} \leq F_T = F_{př} \cdot f_t$$

$$F_{zat} = F_{př} \cdot f \rightarrow F_{př} = \frac{F_{zat}}{f_t} = \frac{401}{0,1} = \mathbf{4010N} \quad (4.51)$$

$f_t$  – součinitel tření (stroj. tabulky [29])

$F_{př}$  – síla předpětí

$F_T$  = třecí síla

Kontrola tahového napětí šroubu:

$R_e = 640MPa$  (stroj. tab. [29])

$\sigma_{Dt} = 0,3 \cdot R_e = 192MPa$  (ze stroj. tab. [29])

$G_{HO} = 4000N$  (tíha horizontální osy)

Zatížení v ose šroubu:

$$F_{ZO} = \frac{G_{HO} + F_o + R_A + R_{H1}}{8} + F_{př}$$
$$F_{ZO} = \frac{4000 + 1000 + 299,55 + 405,28}{8} + 4010 = 4723,1 \cong \mathbf{4750N} \quad (4.52)$$

Průřez jádra šroubu:

$$A_j = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = \mathbf{76,25mm^2} \quad (4.53)$$



$d_3 = 9,853\text{mm} \rightarrow$  průměr jádra šroubu (se ST viz. [29])

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_{ZO}}{A_j} \leq \sigma_{Dt}$$
$$\sigma_t = \frac{F_{ZO}}{A_j} = \frac{4750}{76,25} = \mathbf{62,3\text{MPa}} < \sigma_{Dt} = 192\text{MPa} \rightarrow \mathbf{vyhovuje} \quad (4.54)$$

Kontrola hloubky zašroubování:

$p_D = 70\text{MPa} \rightarrow$  ze ST. viz. [29]

$D_1 = 10,106\text{mm} \rightarrow$  malý  $\emptyset$  závitu

$D_2 = 10,863\text{mm} \rightarrow$  střední  $\emptyset$  závitu

$d_s = 12\text{mm} \rightarrow$  jmenovitý  $\emptyset$  šroubu

Nosná výška závitu:

$$H_1 = \frac{d_s - D_1}{2} = \frac{12 - 10,106}{2} = 0,947\text{mm} \quad (4.55)$$

Počet závitů v délce zašroubování:

$m_h = 20\text{mm} \rightarrow$  délka zašroubování

$P_s = 1,75\text{mm} \rightarrow$  stoupání závitu

$m_h = n_z \cdot P_s$

$$n_z = \frac{m_h}{P_s} = \frac{20}{1,75} = 11,43 \cong 11 \quad (4.56)$$

Tlak v závitech:

$$p_z = \frac{F_{ZO}}{\pi \cdot D_2 \cdot n_z \cdot H_1} = \frac{4750}{\pi \cdot 10,863 \cdot 11 \cdot 0,947} = \mathbf{13,36\text{MPa}} < p_D \rightarrow \mathbf{vyhovuje} \quad (4.57)$$

## 5 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem nové otočné hlavy pro stroj Carbo Compact CNC firmy Kasper a.s.. Nejprve byla vypracována rešerše současného stavu obdobných zařízení na trhu, ze které vzešlo povědomí, jakým směrem se ubírá jejich dnešní vývoj. Rešerše také přinesla mnoho cenných poznatků o vlastnostech současných otočných hlav a možnostech konstrukčního řešení některých jejich částí.

Na základě provedené rešerše poté vznikly 4 koncepční návrhy konstrukčního řešení zohledňující použití elektrovřetená stanoveného zadavatelem diplomové práce, firmou Kasper a.s.. Tyto koncepční návrhy obsahují několik typů pohonů rotačních os a také jejich různé rozmístění.

Dále byl k těmto variantám řešení vypracován seznam kladných a záporných vlastností. Porovnáním těchto vlastností a dalších parametrů pak bylo možné doporučit jednu z variant zástupci firmy Kasper a po následné konzultaci stanovit variantu, která bude dále podrobněji rozpracována. Jako nejvhodnější varianta byl stanoven návrh č. 4.

Následovalo stanovení řezných sil při frézování požadovanou frézou o průměru 20mm, při vrtání a při řezání kotoučem o průměru 630mm. Tyto řezné síly byly vypočítány pro nejnepříznivější podmínky vznikající při obrábění uvažovaných materiálů. Jako nejvíce nepříznivý materiál se ukázala být žula. V programu Matlab byl dále vypracován výpočtový model zatížení daného mechanismu, ze kterého se pak daly zjistit silové poměry. K tomuto výpočtu také přísluší další výpočet, zabývající se vlivem gyroskopických momentů na danou soustavu, které vznikají při otáčení hlavy s rotujícím řezným kotoučem.

Vzhledem ke zjištěným hodnotám z výpočtů zatížení a prostorovým možnostem v otočné hlavě pak byl přizpůsoben výběr konkrétních použitých komponent. To vše následně umožnilo navrhnout detailní konstrukci otočné hlavy a pohony jejích rotačních os. Hlava se skládá z vrchního rámu, který se připojí ke stávajícímu rozhraní stroje Carbo Compact CNC s nutností minimálních úprav. Uvnitř rámu je umístěna cykloidní převodovka RD-200C-156 a na ní servomotor AKM-52K, což tvoří pohon rotační osy C. Rám dále

obsahuje dvojici pneumatických brzd RC 120 N pro možnost aretace v libovolném úhlu a kroužek odměřování polohy ERM 2410. Na tento rám navazuje vidlice, která svírá vřeteno. Horní rám je s vidlicí spojen ložiskem se zkříženými válečky XU120222. Na konci vidlice jsou pak z obou bočních stran připojeny další komponenty tvořící horizontální osu otáčení. Horizontální osa obsahuje kompaktní servopohon s harmonickou převodovkou CHA-50A-160, dvojici pneumatických brzd RC 90 S, křížové ložisko XU060111 a odměřování polohy ERM 2410. Obě rotační osy jsou také vybaveny bezpečnostními dorazy.

Překážky a problémy, které bylo nutné při návrhu hlavy překonat, poukazují na otázku vhodnosti použití daného elektrovřetena pro zasazení do tohoto typu otočné hlavy. Vřeteno je samo o sobě značně rozměrné a to v kombinaci s požadovaným rozsahem pohybů (úhlu natočení) otočné hlavy, předurčuje návrh k celkově robustnější a hmotnější konstrukci. Zejména je tímto ovlivněna délka vidlice svírající vřeteno, což snižuje její tuhost a zhoršuje podmínky pro případné přesnější obrábění.

K návrhu rotační hlavy byla také vypracována částečná výkresová dokumentace, která zahrnuje výkres celkové sestavy, sestavné výkresy vybraných dílčích celků a výrobní výkresy vybraných dílů.

Parametry navržené otočné hlavy			
Rozsah otáčení osy C	±185°	Rozměry (VxŠxH)	1575x765x390
Rozsah otáčení osy A	-2 až 92°	Hmotnost	670 kg
Jmenovité otáčky osy C	19 ot/min	Přesnost polohování rotačních os (A i C)	±16"
Jmenovité otáčky osy A	22 ot/min		

## 6 Seznamy

### 6.1 Použitá literatura a odkazy

- [1] O Kasje. *Kasje*. [online]. 2014 [cit. 2014-10-02].  
Dostupné z: <http://www.kasje.cz/cz/o-kasje/>
- [2] Carbo Compact CNC. *Kasje*. [online]. 2014 [cit. 2014-10-02].  
Dostupné z: <http://www.kasje.cz/cz/rezani-kamene/formatovaci-pily/cnc/>
- [3] GMM. *Gravellona Macchine Marmo*. [online]. 2014 [cit. 2014-10-15].  
Dostupné z: <http://www.gmm.it/uk/index.asp>
- [4] Axco. *Marchetti group*. [online]. 2014 [cit. 2014-10-18].  
Dostupné z: [http://www.marchettigroup.it/en/dettagli\\_prodotto.php?id=1&area=1](http://www.marchettigroup.it/en/dettagli_prodotto.php?id=1&area=1)
- [5] 5 / 6-Achs-Drehkopfsägen. *Löffler*. [online]. 2014 [cit. 2014-10-27].  
Dostupné z: <http://www.loeffler-mb.com/5-achs-drehkopfsage/>
- [6] Products. *Saccardo Elettromeccanica s.r.l.*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-03].  
Dostupné z: <http://www.saccardo.it/eng/prodotti.php?pagina=prodotti>
- [7] Katalogy. *Urdiamant*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-07].  
Dostupné z: <http://www.urdiamant.cz/index.php?a=cat.4>
- [8] Kronos. *Donatoni Macchine*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-07].  
Dostupné z: <http://www.donatonicmaschine.eu/KronosEnglish.html>
- [9] Our machines. *Noat online*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-10].  
Dostupné z: <http://www.noatmarblemachines.com/en-en/our-machines-idarea469-english.aspx>
- [10] Our Solutions. *Haco*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-11].  
Dostupné z: <http://www.haco.com/en/our-services/profile-flex-twin-head#main>
- [11] Two-axis NC clevis milling head. *Sempuco*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-14].  
Dostupné z: [http://www.sempuco.biz/produkte-reader/items/KFU\\_M1\\_90-NC1.html](http://www.sempuco.biz/produkte-reader/items/KFU_M1_90-NC1.html)
- [12] NC-two-axis positioning milling head. *Sempuco*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-20].  
Dostupné z: [http://www.sempuco.biz/produkte-reader/items/KFU-D3\\_45\\_X.html](http://www.sempuco.biz/produkte-reader/items/KFU-D3_45_X.html)
- [13] Codes – 2 Axis Heads. *HSD Mechatronics*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-20].  
Dostupné z: [http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co\\_id=942](http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=942)
- [14] CyMill. *Cytec systems*. [online]. 2014 [cit. 2014-11-26].  
Dostupné z: [http://www.cytecsystems-uk.com/cytecsystems\\_uk/cymill.htm](http://www.cytecsystems-uk.com/cytecsystems_uk/cymill.htm)
- [15] Milling head. *CNC Hungary*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-01].  
Dostupné z: <http://ftp.cnhungary.com/5%20axis%20marogep%20adatlap.html>

- [16] Produkte BK432. *Zimmermann*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-06].  
Dostupné z: [www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs\\_FZ\\_Maschinen/Englisch/BK432\\_e.pdf](http://www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/BK432_e.pdf)
- [17] Produkte FZ40. *Zimmermann*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-06].  
Dostupné z: [www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs\\_FZ\\_Maschinen/Englisch/FZ40\\_e.pdf](http://www.f-zimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/FZ40_e.pdf)
- [18] Product catalog. *Cytec systems*. [online]. 2014 [cit. 2014-12-14].  
Dostupné z: [http://www.cymill.de/downloads/cytec\\_downloads.html](http://www.cymill.de/downloads/cytec_downloads.html)
- [19] Cronus – Moving Bridge. *CMS North America, Inc.*. [online]. 2015 [cit. 2015-01-12].  
Dostupné z: [http://www.cmsna.com/210\\_cronus\\_moving\\_bridge.php](http://www.cmsna.com/210_cronus_moving_bridge.php)
- [20] Cutting heads. *Rückle*. [online]. 2014 [cit. 2015-01-20].  
Dostupné z: <http://www.rueckle-gruppe.de/en/products/cutting-heads-and-tools/cutting-heads/#c485>
- [21] Prokeš, S.: Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva, Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1965
- [22] Studijní opory. *VUT v Brně, Odbor technologie obrábění*. [online]. 2014 [cit. 2015-01-22].  
Dostupné z: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>
- [23] Crossed roller bearings XU. *Medias*. [online]. 2015 [cit. 2015-02-14].  
Dostupné z: <http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br/XU>
- [24] Crossed roller bearings XU. *Medias*. [online]. 2015 [cit. 2015-02-14].  
Dostupné z: [http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/XU\\*XU120222](http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/XU*XU120222)
- [25] Produkte. *Hema*. [online]. 2013 [cit. 2015-03-05].  
Dostupné z: <http://www.hema-group.com/en/products/clamping-systems/rotoclamp/>
- [26] CHA. *Harmonic Drive AG*. [online]. 2013 [cit. 2015-04-07].  
Dostupné z: <http://harmonicdrive.de/produkte/servoprodukte/antriebe-mit-hohlwelle/cha.html>
- [27] Product list. *Nabtesco*. [online]. 2012 [cit. 2015-04-14].  
Dostupné z: <http://precision.nabtesco.com/en/index.html>
- [28] ERM 2410 Series. *Heidenhain*. [online]. 2013 [cit. 2015-05-10].  
Dostupné z: [http://www.heidenhain.com/en\\_US/products-and-applications/angle-encoders/modular-magnetic-encoders/erm-2410-series/](http://www.heidenhain.com/en_US/products-and-applications/angle-encoders/modular-magnetic-encoders/erm-2410-series/)
- [29] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006, xiv, 914 s.
- [30] STEJSKAL V., BŘEZINA J., KNĚŽŮ J. *Mechanika I*. Praha: ČVUT v Praze, 1992
- [31] BRÁT V., LEDERER P., STEJSKAL S. *Kinematika*. Praha: ČVUT v Praze, 1987

- [32] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál.
- [33] Profile overview. *SKF*. [online]. 2014 [cit. 2015-05-28].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/seals/industrial-seals/hydraulic-seals/profile-overview/index.html>
- [34] HOUŠA, Jaromír. *Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985, 287 s.

## 6.2 Seznam použitého software

- |                                |                   |                |
|--------------------------------|-------------------|----------------|
| 1. Matlab R2012b               | TheMathWorks Inc. | Školní licence |
| 2. Solid Edge ST5              | Siemens AG        | Školní licence |
| 3. Microsoft Office Word 2007  | Microsoft Inc.    |                |
| 4. Microsoft Office Excel 2007 | Microsoft Inc.    |                |

## 6.3 Seznam příloh

### 6.3.1 Textové přílohy

- 1a. Katalogový list servopohonu CHA-50A
- 2a. Katalogový list servomotoru Kollmorgen AKM-52K
- 3a. Katalogový list pneumatických brzd Hema
- 4a. Program výpočtu zatížení v MatLab

### 6.3.2 Seznam výkresová dokumentace

- |  |             |
|--|-------------|
| 1b. Výkres celkové sestavy hlavy               | OH1-2015-01 |
| 2b. Výkres sestavy horizontální osy + kusovník | OH1-2015-02 |
| 3b. Výkres sestavy vertikální osy + kusovník   | OH1-2015-03 |
| 4b. Výrobní výkres hřídele na ose C            | OH1-2015-04 |
| 5b. Výrobní výkres hřídele na ose A            | OH1-2015-05 |
| 6b. Výkres obrábění horního rámu               | OH1-2015-06 |

### 6.3.3 Elektronické přílohy (CD)

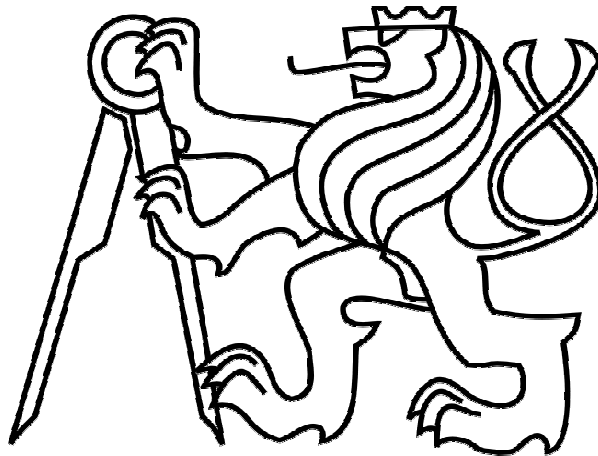
- 1c. Celá práce (pdf) – text + výkresy
- 2c. Výpočet zatížení od gyroskopického momentu (Excel)

- 3c. Výpočet řezných sil při frézování (Excel)
- 4c. Výpočet řezných sil při vrtání (Excel)
- 5c. Výpočet řezných sil při řezání kotoučem (Excel)
- 6c. Výstup z výpočtového modulu medias pro XU060111 (pdf)
- 7c. Výstup z výpočtového modulu medias pro XU120222 (pdf)
- 8c. Katalogový list cykloidní převodovky RD-200C (pdf)
- 9c. Výpočet zatížení v programu MatLab (m-file)
- 10c. 3D model otočné hlavy (STP)

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

**Návrh nové otočné hlavy pro kontinuální obrábění ve dvou  
osách 5-ti osého centra CARBO COMPACT CNC pro  
opracování kamene**

**Textové přílohy**



**Textové přílohy:**

**Příloha 1a: Katalogový list servopohonu CHA-50A**

Table 30.1

	Symbol [Unit]	CHA-50A				
		C1024 / S1024 / M1024				
Motor feedback system						
Ratio	$i$ [ ]	<b>50</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>120</b>	<b>160</b>
Maximum output torque	$T_{max}$ [Nm]	715	941	980	1080	1180
Maximum output speed	$n_{max}$ [rpm]	70	44	35	30	22
Maximum current	$I_{max}$ [A <sub>rms</sub> ]	10.2	8.3	6.9	6.4	5.3
Continuous stall torque	$T_0$ [Nm]	194	363	456	550	736
Continuous stall current	$I_0$ [A <sub>rms</sub> ]	2.9	3.2	3.2	3.2	3.1
Maximum DC bus voltage	$U_{DCmax}$ [V <sub>DC</sub> ]	680				
Electrical time constant (20° C)	$\tau_e$ [ms]	3.4				
Mechanical time constant (20° C)	$\tau_m$ [ms]	4.7				
No load current	$I_{NL0}$ [A <sub>rms</sub> ]	0.30	0.20	0.20	0.17	0.16
No load running current constant (30° C)	$K_{NL}$ [ $10^{-3}$ A <sub>rms</sub> /rpm]	12	20	25	29	39
No load running current constant (80° C)	$K_{NL}$ [ $10^{-3}$ A <sub>rms</sub> /rpm]	4	6	8	9	12
Torque constant (at output)	$k_{TOT}$ [Nm/A <sub>rms</sub> ]	74	121	145	181	242
Torque constant (at motor)	$k_{TM}$ [Nm/A <sub>rms</sub> ]	1.60				
AC voltage constant (L-L, 20° C, at motor)	$k_{EM}$ [V <sub>rms</sub> /1000 rpm]	104				
Motor terminal voltage (fundamental wave only)	$U_M$ [V <sub>rms</sub> ]	220 ... 430				
Demagnetisation current	$I_d$ [A <sub>rms</sub> ]	18				
Maximum motor speed	$n_{max}$ [rpm]	3500				
Rated motor speed	$n_n$ [rpm]	2500				
Resistance (L-L, 20° C)	$R_{L-L}$ [Ω]	3.5				
Inductance (L-L)	$L_{L-L}$ [mH]	12				
Number of pole pairs	$p$ [ ]	6				
Weight without brake	$m$ [kg]	19.9				
Weight with brake	$m$ [kg]	23.5				
Hollow shaft diameter	$d_h$ [mm]	45				

**Moment of Inertia**

Table 30.2

	Symbol [Unit]	CHA-50A				
		C1024 / S1024 / M1024				
Motor feedback system						
Ratio	$i$ [ ]	<b>50</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>120</b>	<b>160</b>
<b>Moment of Inertia output side</b>						
Moment of inertia without brake	$J_{out}$ [kgm <sup>2</sup> ]	6.62	16.90	26.5	38.1	67.8
Moment of inertia with brake	$J_{out}$ [kgm <sup>2</sup> ]	7.30	18.70	29.2	42.0	74.7
<b>Moment of Inertia at motor</b>						
Moment of inertia at motor without brake	$J$ [ $10^{-4}$ kgm <sup>2</sup> ]	26.5				
Moment of inertia at motor with brake	$J$ [ $10^{-4}$ kgm <sup>2</sup> ]	29.2				

**Technical Data Brake**

Table 30.3

	Symbol [Unit]	CHA-50A				
		C1024 / S1024 / M1024				
Ratio	$i$ [ ]	<b>50</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>120</b>	<b>160</b>
Brake voltage	$U_{Br}$ [V <sub>DC</sub> ]	24 ±10%				
Brake holding torque (at output)	$T_{Br}$ [Nm]	225	360	450	540	720
Brake current to open	$I_{DBr}$ [A <sub>DC</sub> ]	0.7				
Brake current to hold (10V)	$I_{HBr}$ [A <sub>DC</sub> ]	0.3				
Number of brake cycles at $n = 0$ rpm		10000000				
Emergency brake cycles		200				
Opening time	$t_0$ [ms]	110				
Closing time	$t_c$ [ms]	70				

Příloha 2a: Katalogový list servomotoru Kollmorgen AKM-52K

7.6 Technical Data AKM5

U <sub>N</sub>	Data	Symbol [Unit]	AKM									
			51E	51G	51H	51K	52E	52G	52H	52K	52M	
<b>Electrical data</b>												
	Standstill torque*	M <sub>0</sub> [Nm]**	4.70	4.75	4.79	4.90	8.34	8.43	8.48	8.60	8.60	
	Standstill current	I <sub>0rms</sub> [A]**	2.75	4.84	6	9.4	2.99	4.72	5.9	9.3	13.1	
	max. Mains voltage	U <sub>N</sub> [VAC]	480									
75VDC	Rated speed	n <sub>n</sub> [rpm]	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	Rated torque*	M <sub>n</sub> [Nm]	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	Rated power	P <sub>n</sub> [kW]	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
115V	Rated speed	n <sub>n</sub> [rpm]	—	—	—	2500	—	—	—	—	—	
	Rated torque*	M <sub>n</sub> [Nm]	—	—	—	4.15	—	—	—	—	—	
	Rated power	P <sub>n</sub> [kW]	—	—	—	1.09	—	—	—	—	—	
230V	Rated speed	n <sub>n</sub> [rpm]	1200	2500	3000	5500	—	1500	1800	3000	4500	
	Rated torque*	M <sub>n</sub> [Nm]	4.41	4.02	3.87	2.35	—	7.69	7.53	6.80	5.20	
	Rated power	P <sub>n</sub> [kW]	0.55	1.05	1.22	1.35	—	1.21	1.42	2.14	2.45	
400V	Rated speed	n <sub>n</sub> [rpm]	2500	5000	6000	—	1500	2500	3500	5500	—	
	Rated torque*	M <sub>n</sub> [Nm]	3.98	2.82	1.95	—	7.81	7.08	6.26	3.90	—	
	Rated power	P <sub>n</sub> [kW]	1.04	1.37	1.23	—	1.20	1.85	2.3	2.25	—	
480V	Rated speed	n <sub>n</sub> [rpm]	3000	6000	8000	—	2000	3000	4000	8000	—	
	Rated torque*	M <sub>n</sub> [Nm]	3.80	1.94	1.95	—	7.28	6.66	5.77	3.25	—	
	Rated power	P <sub>n</sub> [kW]	1.19	1.22	1.23	—	1.52	2.09	2.42	2.04	—	
	Peak current	I <sub>rmmax</sub> [A]	8.2	14.5	18	28.2	9	14.2	17.7	27.9	39.4	
	Peak torque	M <sub>0max</sub> [Nm]	11.6	11.7	11.7	11.9	21.3	21.5	21.6	21.9	21.9	
	Torque constant	K <sub>trms</sub> [Nm/A]	1.72	0.99	0.8	0.52	2.79	1.79	1.44	0.93	0.66	
	Voltage constant	K <sub>brms</sub> [mV/min]	110	63.6	51.3	33.5	179	115	92.7	60.1	42.4	
	Winding resistance p-p	R <sub>25</sub> [Ω]	8.98	2.87	1.97	0.75	8.96	3.70	2.35	0.96	0.49	
	Winding inductance p-p	L [mH]	36.6	12.1	7.9	3.40	44.7	18.5	11.9	5.00	2.50	
<b>Mechanical data</b>												
	Rotor moment of inertia	J [kgcm <sup>2</sup> ]	3.4			6.2						
	Pole number	-	10			10						
	Static friction torque	M <sub>R</sub> [Nm]	0.022			0.04						
	Thermal time constant	t <sub>TH</sub> [min]	20			24						
	Weight standard	G [kg]	4.2			5.8						
	Radial load permitted	F <sub>R</sub> [N]				(→ # 179)						
	Axial load permitted	F <sub>A</sub> [N]				(→ # 179)						
<b>Power cable acc. EN60204-1:2006 Table 6, Column B2</b>												
	Minimum cross section	mm <sup>2</sup>	1	1	1	1	1	1	1	1	1.5	

\* Rated data with reference flange Aluminium 305mm \* 305mm \* 12.7mm

\*\* Derating in case of built-in Encoder 6%, with built-in Encoder and Brake 10%

**Brake data**

Holding torque @ 120°C	MBR [Nm]	14.5		Release delay time	tBRH [ms]	115
Operating voltage	UBR [VDC]	24 ± 10 %		Engage delay time	tBRL [ms]	30
Electrical power @ 20°C	PBR [W]	19.5 ± 7 %		Weight of the brake	GBR [kg]	1.1
Moment of inertia	JBR [kgcm <sup>2</sup> ]	0.214		Typical backlash	[ °mech.]	0.31

Příloha 3a: Katalogový list pneumatických brzd Hema

**Technical data of the RotoClamp S**

Size	D1 opened at rated pressure Pn=4/6 Bar	Required shaft diameter	D2	D3	B	E	F	n number of fixing screws M5	a	t1	t2	Elastic holding torque at 0 Bar Pn=6 Bar	Elastic holding torque with secondary air at 6 Bar Pn=6 Bar	Elastic holding torque at 0 Bar Pn=4 Bar	Elastic holding torque with secondary air at 4 Bar Pn=4 Bar	Max. mass	Air requirements per max. stroke
Unit	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	Quantity	[mm]	[°]	[°]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[kg]	[mL]
Tolerance	+0,03/+0,05	-0,01/-0,025	± 0,1		+0,4												
Roundness	0,01	0,01															
Surface finish	R <sub>a</sub> 0,8 μm	R <sub>a</sub> 0,8 μm															
RC 50 S	50	50	134	145	15	63,5	67,5	8	4	45	45	60	108	42	76	1,7	20
RC 60 S	60	60	144	155	15	68,5	72,5	8	4	45	45	84	153	59	107	1,9	20
RC 70 S	70	70	154	165	15	73,5	77,5	12	4	30	30	114	210	80	147	2,1	20
RC 80 S	80	80	164	175	15	78,5	82,5	12	4	30	30	150	270	105	189	2,3	20
RC 90 S	90	90	174	185	15	83,5	87,5	12	4	30	30	189	342	132	239	2,5	20

**Technical data of the RotoClamp N**

Size	D1 opened at rated pressure Pn=4/6 Bar	Required shaft diameter	D2	D3	B	E	F	n number of fixing screws M6	a	t1	t2	Elastic holding torque at 0 Bar Pn=6 Bar	Elastic holding torque with secondary air at 6 Bar Pn=6 Bar	Elastic holding torque at 0 Bar Pn=4 Bar	Elastic holding torque with secondary air at 4 Bar Pn=4 Bar	Max. mass	Air requirements per max. stroke
Unit	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	Quantity	[mm]	[°]	[°]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[kg]	[mL]
Tolerance	+0,04/+0,06	-0,01/-0,025	± 0,1		+0,4												
Roundness	0,01	0,01															
Surface finish	R <sub>a</sub> 0,8 μm	R <sub>a</sub> 0,8 μm															
RC 100 N	100	100	210	228	16	103	103	12	4	40	20	240	420	168	294	4,1	60
RC 120 N	120	120	230	248	16	113	113	12	4	40	20	336	600	235	420	4,6	60
RC 140 N	140	140	250	268	16	123	123	12	4	40	20	456	840	319	588	5,1	60
RC 160 N	160	160	270	288	16	133	133	12	4	40	20	600	1080	420	756	5,6	60
RC 180 N	180	180	290	308	20	137	143	16	6	30	15	750	1380	525	966	7,7	90

### Příloha 4a: Program výpočtu zatížení z MatLabu

```
clear all;
close all;
clc;

Fo=1000; %[N] (osova)
Fa=1000; %[N] (bocni)
Fb=1000; %[N] (celni)
D=0.35; %[m]
K=0.68; %[m]

krok_alpha=5;
krok_beta=2;

ALPHA=[0:krok_alpha:360];
BETA=[0:krok_beta:90];

[X,Y]=meshgrid(ALPHA,BETA);

for i=1:length(ALPHA)
    for j=1:length(BETA)

alpha1=ALPHA(i); %[°] (uhel natoceni v ose C )
beta1=BETA(j); %[°] (uhel naklopeni v ose A)

m2=450; %[kg](hmotnost telesa 2)
m3=200; %[kg](hmotnost telesa 3)

G2=m2*9.81;
G3=m3*9.81;

alpha=alpha1*pi/180;
beta=beta1*pi/180;

%rozklad osove sily
Foz=Fo*cos(beta);
Foxy=Fo*sin(beta);
Fox=Foxy*cos(alpha);
Foy=Foxy*sin(alpha);

%rozklad kolme bocni sily
Fax=-Fa*cos(alpha);
Fay=-Fa*sin(alpha);
Faz=0;

%rozklad kolme celni sily (proti zepredu)
Fbz=Fb*cos(beta);
Fbxy=Fb*sin(beta);
Fby=Fbxy*cos(alpha);
Fbx=Fbxy*sin(alpha);

Fx=sqrt((Fox^2)+(Fax^2)+(Fbx^2));
Fy=sqrt((Foy^2)+(Fay^2)+(Fby^2));
Fz=sqrt((Foz^2)+(Faz^2)+(Fbz^2));
```

```

A= [
    1 0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 1 0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 1 0 0 -1 0 0 0 0 0 0;
    0 K 0 0 0 0 1 0 0 -1 0 0;
    K 0 0 0 0 0 0 1 0 0 -1 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0 -1;
    0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0;
    0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
];

b= [0; 0; -G2; 0; 0; 0; Fx; Fy; Fz-G3; Fy*(D*cos(beta));
    Fz*(D*sin(beta))+Fx*(D*cos(beta)); Fy*(D*sin(beta));];

x=inv(A)*b;

RAx=x(1,1);
RAy=x(2,1);
%disp('Zatizeni loziska v bode [A] v axialnim smeru:')
RAz=x(3,1); %Zatizeni loziska v bode [A] v axialnim smeru
RBx=x(4,1);
%disp('Zatizeni lozisek v bode [B] v axialnim smeru:')
RBy=x(5,1); % Zatizeni lozisek v bode [B] v axialnim smeru
RBz=x(6,1);
MAX=x(7,1);
MAY=x(8,1);
MAz=x(9,1);
MBx=x(10,1);
MBy=x(11,1);
MBz=x(12,1);

%disp('Vyslednice reakci na loziska v bode [B] v radialnim smeru:')
RBr=sqrt((RBx^2)+(RBz^2)); %Vyslednice reakci na loziska v bode [B] v
radialnim smeru
%disp('Vyslednice reakci na lozisko v bode [A] v radialnim smeru:')
RAR=sqrt((RAx^2)+(RAY^2)); %Vyslednice reakci na lozisko v bode [A] v
radialnim smeru

RAZ(i,j)=RAz;
RBY(i,j)=RBy;
RBR(i,j)=RBr;
RAR(i,j)=RAR;
    end
end

%% Maximalni hodnoty
MAX_RAZ=max(max(abs(RAZ(:, :)))));
Poloha_max_RAZ=abs(RAZ)==MAX_RAZ;
figure(101)
plot3(X,Y,Poloha_max_RAZ', 'ro')
title('Maximum RAZ')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Poloha MAXIMA')

```

```
MAX_RBY=max(max(abs(RBY(:,:))));
Poloha_max_RBY=abs(RBY)==MAX_RBY;
figure(102)
plot3(X,Y,Poloha_max_RBY','ro')
title('Maximum RBy')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Poloha MAXIMA')
```

```
MAX_RBR=max(max(abs(RBR(:,:))));
Poloha_max_RBR=abs(RBR)==MAX_RBR;
figure(103)
plot3(X,Y,Poloha_max_RBR','ro')
title('Maximum RBr')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Poloha MAXIMA')
```

```
MAX_RAR=max(max(abs(RAR(:,:))));
Poloha_max_RAR=abs(RAR)==MAX_RAR;
figure(104)
plot3(X,Y,Poloha_max_RAR','ro')
title('Maximum RAr')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Poloha MAXIMA')
```

```
%% Graf 1 - RAZ
figure(1)
surf(X,Y,RAZ')
title('RAZ')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Reakce [N]')
```

```
%% Graf 2 - RBy
figure(2)
surf(X,Y,RBY')
title('RBy')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Reakce [N]')
```

```
%% Graf 3 - RBr
figure(3)
surf(X,Y,RBR')
title('RBr')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Reakce [N]')
```

```
%% Graf 4 - RAr
figure(4)
surf(X,Y,RAR')
title('RAr')
xlabel('\alpha [°]')
ylabel('\beta [°]')
zlabel('Reakce [N]')
```

```
disp('Maximalni hodnota zatizeni na lozisko v bode [A] v radialnim  
smeru:')  
disp(MAX_RAR);  
disp('Maximalni hodnota zatizeni na loziska v bode [B] v radialnim  
smeru:')  
disp(MAX_RBR);  
disp('Maximalni hodnota zatizeni loziska v bode [A] v axialnim  
smeru:')  
disp(MAX_RAZ);  
disp('Maximalni hodnota zatizeni lozisek v bode [B] v axialnim  
smeru:')  
disp(MAX_RBY);
```