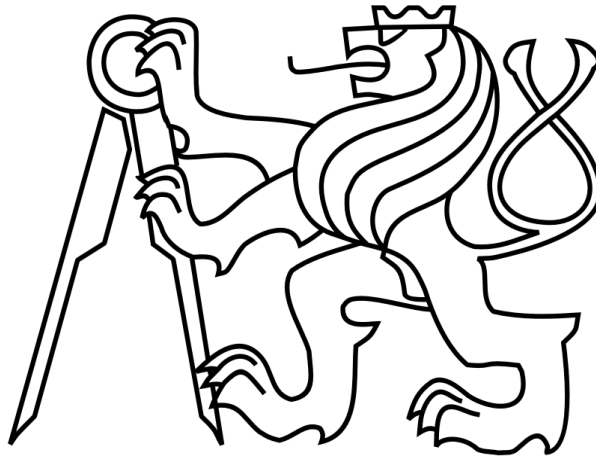


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

**Návrh a konstrukce elektromechanického koníku hrotové brusky BHC**

2015

Bc. Lucie Drahorádová



*Vysoká škola:* ČVUT v Praze  
*Fakulta:* strojní  
*Ústav:* Výrobní stroje a zařízení  
*Akademický rok:* 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

*pro* **Bc. Lucie Drahorádová**

*Program:* Strojní inženýrství

*Obor:* Výrobní stroje a zařízení

*Téma práce:* **Návrh a konstrukce elektromechanického koníku hrotové brusky BHC**

### **S t r u č n á o s n o v a z a d á n í :**

1. Proved'te rešerši konkurenčních výrobců hrotových brusek pro obrobky o hmotnosti 5t
2. Navrhněte varianty elektromechanického koníka
3. Navrhněte vhodný snímač síly
4. Proved'te potřebné funkční a pevnostní výpočty
5. Vypracujte konstrukční variantu elektromechanického koníka a zhotovte výrobní dokumentaci

Diplomant provede výpočet potřebné síly pro upnutí obrobků s hmotností až 5t, dále pak zpracuje několik návrhů řešení konstrukce elektromechanického koníka. Při návrhu se bude detailně zabývat především vhodným výběrem snímače síly. Diplomant vypracuje koncepční návrhy koníka, za kterých bude vybrána finální varianta. Konečné konstrukční zpracování bude podpořeno návrhovými a kontrolními výpočty. Následně bude zpracována výkresová dokumentace.

**Rozsah grafické části práce:** Výkres sestavy a výrobní výkresy vybraných dílů

**Rozsah textové části práce:** 60 – 80 stran

**Doporučená literatura:** HOUŠA, Jaromír. *Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985, 287 s.

MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

MASLOV, Je. *Teorie broušení kovů*. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979, 246 s.

**Vedoucí diplomové práce:** Ing. Jiří Hovorka, Ph.D.

**Konzultant:** Ing. Vladislav Štěpánek – FERMAT


**Datum zadání diplomové práce:** 10. 4. 2015

**Termín odevzdání diplomové práce:** 19. 6. 2015


Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat diplomovou práci podruhé.

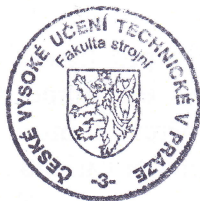
*Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

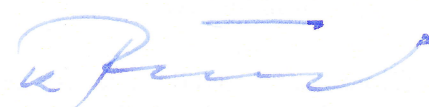
Zadání diplomové práce převzal dne: 8. 4. 2015

  
.....  
student

L.S.

  
Ing. Petr Kolář, Ph.D.  
vedoucí ústavu



  
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

V Praze dne 2. 4. 2015

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovala samostatně a že jsem uvedla 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

Největší poděkování patří třem lidem, kteří mě provázeli celou diplomovou prací, a to mému vedoucímu práce, panu Ing. Jiřímu Hovorkovi, Ph.D., za konzultace a připomínky k diplomové práci od rešerše a návrhů až po závěrečné výpočty, mému konzultantovi ze společnosti FERMAT Machine Tool, panu Ing. Vladislavu Štěpánkovi, za poskytnuté konzultace a praktické rady týkající se konstrukce koníku brusky a svému příteli Ladislavu Havlátovi za neustálou psychickou podporu a za rady ohledně snímání síly a korektury textu.

Dále bych chtěla poděkovat panu Ing. Davidu Burianovi za ochotu a rady s měřením tuhosti koníku, panu Ing. Petru Kolářovi, Ph.D. za rady a rychlé rozřešení problému s měřením, panu Ing. Jindřichu Sušňovi, MSc. za poskytnuté konzultace s programem ANSYS a panu Ing. Jiřímu Sovovi za kontrolu výkresů.

V neposlední řadě děkuji také všem mým přátelům za podporu při řešení problémů s diplomovou prací a mé rodině za její podporu a trpělivost.



## Anotace

<b>Autor:</b>	Bc. Lucie Drahorádová
<b>Název DP:</b>	Návrh a konstrukce elektromechanického koníku hrotové brusky BHC
<b>Rozsah práce:</b>	97 str., 56 obr., 24 tab.
<b>Školní rok vyhotovení:</b>	2015
<b>Škola:</b>	ČVUT, Fakulta strojní
<b>Ústav:</b>	Ú 12135 Ústav výrobních strojů a zařízení
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jiří Hovorka, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	Ing. Vladislav Štěpánek
<b>Zadavatel:</b>	FERMAT Machine Tool
<b>Využití:</b>	Navržení konstrukce elektromechanického koníku hrotové brusky BHC pro společnost FERMAT Machine Tool, který upne mezi hroty obrobek o hmotnosti 5 t.
<b>Klíčová slova:</b>	hrotová bruska, elektromechanický koník, snímání síly, korekce kuželovitosti obrobku, zdvih pinoly
<b>Anotace:</b>	Úkolem diplomové práce je navrhnout konstrukci elektromechanického koníku hrotové brusky BHC pro obrobky s maximální hmotností 5 t. Návrh zahrnuje další požadavky: zdvih pinoly 80 mm, korekce kuželovitosti obrobku $\pm 0,4$ mm a přesnost snímání síly na 100 N. Pozornost během návrhu je věnována tuhosti koníku, vhodnému pohonu, regulaci upínací síly při broušení a také ceně nakupovaných komponent. Výstupem diplomové práce je model koníku s příslušnými výpočty, specifikace nakupovaných komponent, sestavné výkresy a vybrané výrobní výkresy.



## Annotation

<b>Author:</b>	Bc. Lucie Drahorádová
<b>Title of Diploma Thesis:</b>	Design and construction of electromechanical tailstock for center grinder BHC
<b>Extent:</b>	97 p., 56 fig., 24 tab.
<b>Academic Year:</b>	2015
<b>University:</b>	ČVUT, Faculty of Mechanical Engineering
<b>Department:</b>	Ú 12135 Department of Production Machines and Equipment
<b>Supervisor:</b>	Ing. Jiří Hovorka, Ph.D.
<b>Consultant:</b>	Ing. Vladislav Štěpánek
<b>Submitter of the Theme:</b>	FERMAT Machine Tool
<b>Application:</b>	Design and construction of electromechanical tailstock for center grinder BHC for FERMAT Machine Tool company. Weight of the workpiece between centres is 5 tons maximum.
<b>Key Words:</b>	center grinder, electromechanical tailstock, force sensing, degree of taper correction of workpiece, stroke of quill
<b>Annotation:</b>	<p>This thesis covers construction design of an electromechanical tailstock for center grinder BHC for a 5-ton workpiece. This design embraces another requirement:</p> <p>80 mm stroke of quill, <math>\pm 0,4</math> mm degree of taper correction of workpiece and an accuracy of 100 N on the force sensing. Attention is paid to the drive of quill, regulation of the force during grinding and also to price of the components. Output of the thesis is a model of tailstock with calculation, specification of components, assembly drawings and selected production drawings.</p>



## Obsah

Anotace .....	5
Annotation .....	6
Obsah .....	7
Seznam použitých veličin .....	10
Seznam zkratk .....	16
1 Úvod .....	17
2 Cíl práce.....	19
3 Rešerše současného stavu .....	20
3.1 Konstrukce koníku .....	20
3.1.1 Konstrukce pinoly .....	22
3.1.2 Uložení pinoly .....	23
3.1.3 Nastavení kuželovitosti obrobku .....	24
3.2 Konkurence .....	24
3.3 Představení společnosti FERMAT Machine Tool .....	30
3.4 Parametry elektromechanického koníku pro brusku BHC.....	32
4 Návrhy řešení .....	33
4.1 Návrhy pohonu pinoly .....	36
4.1.1 Varianta s planetovou převodovkou.....	37
4.1.2 Varianta s harmonickou převodovkou.....	39
4.2 Návrh pinoly .....	40
4.3 Návrh mechanismu pro korekci kuželovitosti o $\pm 0,4$ mm.....	42
4.4 Návrh silového snímače .....	44
4.4.1 Snímače síly.....	44





4.4.2	Snímání síly pomocí snímače vzdálenosti a pružin .....	48
4.4.3	Snímání síly momentem na motoru .....	49
5	Vlastní řešení.....	50
5.1	Pohon pinoly koníku.....	50
5.2	Pinola koníku .....	54
5.3	Korekce kuželovitosti obrobku.....	58
5.4	Snímání síly.....	61
5.5	Celkové konstrukční řešení .....	64
6	Návrhové a pevnostní výpočty .....	67
6.1	Návrh pohonu.....	67
6.1.1	Trapézový šroub.....	67
6.1.2	Převodovka a motor.....	70
6.1.3	Řemenový převod .....	73
6.1.4	Axiální ložisko .....	74
6.2	Kontrola T-šroubů .....	75
6.3	Rozbor pinoly.....	79
6.4	MKP analýza .....	82
7	Návrh řízení.....	85
8	Závěr.....	87
9	Seznamy .....	89
9.1	Seznam použité literatury .....	89
9.2	Seznam použitého softwaru.....	92
9.3	Seznam obrázků .....	93
9.4	Seznam tabulek .....	96



9.5 Seznam příloh.....	97
------------------------	----



## Seznam použitých veličin

Označení	Popis	Jednotka
$a_f$	faktor vzdálenosti mezi řemenicemi	[-]
$a_{\tilde{r}}$	požadovaná vzdálenost mezi řemenicemi	[mm]
$a_{skut}$	skutečná vzdálenost mezi řemenicemi	[mm]
$C$	dynamická únosnost	[N]
$c_0$	celkový faktor řemenového převodu	[-]
$C_0$	statická únosnost	[N]
$c_2$	faktor zatížení řemenového převodu	[-]
$c_3$	faktor zrychlení řemenového převodu	[-]
$c_4$	faktor únavy řemenového převodu	[-]
$d_{1T}$	průměr závitu $d_1$	[mm]
$d_2$	střední průměr závitu trapézového šroubu	[mm]
$d_{2T}$	průměr závitu	[mm]
$d_3$	malý průměr závitu trapézového šroubu	[mm]
$d_{3T}$	průměr závitu	[mm]
$d_T$	průměr závitu $d$	[mm]
$d_{wř}$	roztečný průměr řemenice	[mm]
$EJ_z$	modul pružnosti a průřezová charakteristika	[MPa·m <sup>3</sup> ]
$f$	součinitel tření trapézového závitu	[-]
$F_a$	axiální zatížení	[N]
$f_{bl}$	maximální stlačení pružin	[mm]
$f_{bl30}$	stlačení pružin při síle 30 kN	[mm]
$F_{cz}$	síla působící na hrot koníku	[N]
$F_o$	síla od hmotnosti obrobku	[N]
$F_{prmax}$	maximální síla na pružiny	[N]
$F_r$	radiální zatížení	[N]
$F_{\tilde{r}x}$	řezná síla ve směru osy $x$	[N]
$F_{\tilde{r}y}$	řezná síla ve směru osy $y$	[N]



$F_{rz}$	řezná síla ve směru osy z	[N]
$f_T$	součinitel tření mezi spojovanými plochami	[-]
$F_u$	upínací síla koníku	[N]
$F_{zx}$	axiální zatížení	[N]
$F_{zy}$	radiální zatížení	[N]
$F_{zz}$	řezná síla ve směru	[N]
$g$	gravitační konstanta	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	délka pohyblivé desky	[mm]
$H_{1T}$	pracovní výška závitu	[mm]
$h_T$	výška matice DIN 934 M24	[mm]
$i$	počet chodů závitu trapézového šroubu	[-]
$i_{Fs}$	nepřesnost LVDT snímače	[N]
$i_p$	převodový poměr planetové převodovky	[-]
$i_{ř}$	převodový poměr řemenového převodu	[-]
$i_s$	linearita snímače	[%]
$J_{hm}$	setrvačný moment na šroubu vycházející z pohybu hmot	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_m$	moment setrvačnosti motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{mred}$	setrvačný moment redukovaný na hřídel motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_p$	moment setrvačnosti převodovky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{ř}$	moment setrvačnosti řemenice	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_s$	moment setrvačnosti spojky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{\xi}$	moment setrvačnosti šroubu	[kg·m <sup>2</sup> ]
$k$	součinitel bezpečnosti napětí trapézového šroubu	[-]
$K1$	kritérium - rozměr pohonu	[-]
$K2$	kritérium - náročnost konstrukce	[-]
$K3$	kritérium - cena	[-]
$K4$	kritérium - údržba	[-]
$K5$	kritérium - tepelné ovlivnění konstrukce	[-]
$k_{mint}$	minimální součinitel bezpečnosti napětí trapézového	[-]



	šroubu v tahu	
$k_p$	tuhost nástrojové pružiny	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$k_T$	koeficient bezpečnosti šroubu	$[-]$
$k_{Tmin}$	minimální koeficient bezpečnosti šroubu	$[-]$
$l$	délka trapézového šroubu	$[\text{mm}]$
$l_1$	rozměr $l_1$	$[\text{m}]$
$l_2$	rozměr $l_2$	$[\text{m}]$
$l_3$	rozměr $l_3$	$[\text{m}]$
$l_4$	rozměr $l_4$	$[\text{m}]$
$l_a$	vzdálenost $l_a$	$[\text{m}]$
$l_b$	vzdálenost $l_b$	$[\text{m}]$
$l_{sp}$	vzdálenost snímače od osy pinoly	$[\text{mm}]$
$L_w$	skutečná délka řemene	$[\text{mm}]$
$L_{wmin}$	minimální délka řemene	$[\text{mm}]$
$M(x)$	ohybový moment	$[\text{Nm}]$
$M_0$	ohybový moment	$[\text{Nm}]$
$m_0$	jednotkový ohybový moment	$[\text{m}]$
$M_k$	kroucí moment trapézového šroubu	$[\text{Nm}]$
$M_{km}$	kroucí moment k udržení upínací síly vztažen na hřídel motoru	$[\text{Nm}]$
$M_{kmax}$	maximální kroucí moment na hřídeli motoru při dané regulační rychlosti a úhlovém	$[\text{Nm}]$
$M_{kp}$	kroucí moment k udržení upínací síly vztažen na výstupní hřídel převodovky	$[\text{Nm}]$
$m_o$	hmotnost obrobku	$[\text{kg}]$
$m_p$	pohybové hmoty (pinola)	$[\text{kg}]$
$n_m$	otáčky na motoru pro výpočet řemenového převodu	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$
$n_{max}$	maximální otáčky řemenic	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$
$P$	rozteč závitu trapézového šroubu	$[\text{mm}]$



$P$	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
$P_0$	ekvivalentní statické zatížení	[N]
$p_D$	dovolený tlak v závitu	[MPa]
$p_{DT}$	dovolený tlak v závitu	[MPa]
$P_e$	skutečný výkon na vřetenu	[kW]
$P_m$	výkon na motoru při otáčkách $n_m$	[W]
$p_p$	počet pružin	[-]
$P_{\tilde{r}}$	výpočtový výkon řemenového převodu	[W]
$P_T$	rozteč	[mm]
$p_T$	střední tlak v závitech	[MPa]
$Q_{0max}$	maximální montážní předpětí	[N]
$Q_1$	maximální provozní síla	[N]
$q_T$	součinitel provozního předpětí	[-]
$Q_T$	zatížení šroubu	[N]
$r$	rozteč zubů	[mm]
$R_a$	drsnost povrchu - střední aritmetická úchylka profilu	[ $\mu$ m]
$R_{Ax}$	reakce A ve směru x	[N]
$R_{Axz}$	reakce A v rovině xz	[N]
$R_{Ay}$	reakce A ve směru y	[N]
$R_{Az}$	reakce A ve směru z	[N]
$R_{Bx}$	reakce B ve směru x	[N]
$R_{Bxz}$	reakce B v rovině xz	[N]
$R_{Bxzmax}$	maximální zatěžující síla ve směru xz	[N]
$R_{By}$	reakce B ve směru y	[N]
$R_{Bz}$	reakce B ve směru z	[N]
$R_{Ey}$	reakce REy	[N]
$R_{Ez}$	reakce REz	[N]
$R_{Fx}$	reakce RFx	[N]
$R_{Fy}$	reakce RFy	[N]



$RFz$	reakce RFz	[N]
$R_s$	rozsah snímače	[mm]
$S_3$	plocha malého průměru závitu	[mm <sup>2</sup> ]
$t$	vůle mezi pohyblivou deskou a pinolou	[mm]
$T(x)$	posouvající síla	[N]
$u_T$	míra využití meze kluzu	[-]
$u_y$	deformace ve směru y	[m]
$v_k$	obvodová rychlost kotouče brusky	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{max}$	maximální rychlost vysouvání pinoly	[mm·s <sup>-1</sup> ]
$v_r$	rychlost regulace	[mm·s <sup>-1</sup> ]
$w$	nepřesnost snímání vzdálenosti klopením pohyblivé desky	[N]
$W_{k3}$	Průřezový modul v krutu vzhledem k malému průměru závitu	[mm <sup>3</sup> ]
$z$	počet zubů řemenice	[-]
$z_{\check{r}}$	počet zubů řemene	[-]
$z_T$	počet závitů matice	[-]
$\alpha$	polovina úhlu hrotu	[°]
$\alpha_r$	regulační úhlové zrychlení na šroubu	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$\beta$	úhel závitového profilu	[°]
$\beta_n$	úhel závitového profilu	[°]
$\gamma$	úhel stoupání závitu	[°]
$\eta_p$	účinnost převodovky	[-]
$\eta_{\check{r}}$	účinnost řemenového převodu	[-]
$\eta_{\check{s}}$	účinnost uložení šroubu	[-]
$\eta_t$	účinnost kluzného vedení	[-]
$\lambda$	štíhlost šroubu	[-]
$\sigma_{dovT}$	dovolené napětí na šroubu	[MPa]
$\sigma_{kt}$	mez kluzu materiálu 12060	[MPa]
$\sigma_{ktT}$	mez kluzu materiálu šroubu	[MPa]



---

$\sigma_{red}$	redukované napětí v jádře šroubu	[MPa]
$\sigma_{redT}$	redukované napětí na šroubu	[MPa]
$\sigma_T$	tahové/tlakové napětí v jádře šroubu	[MPa]
$\tau$	smykové napětí v jádře šroubu	[MPa]
$\varphi'$	třecí úhel v závitu	[°]
$\psi_H$	součinitel pracovní výšky závitu	[-]
$\psi_h$	součinitel výšky matice	[-]
$\omega_\xi$	úhlová rychlost na šroubu	[rad·s <sup>-1</sup> ]





## Seznam zkratk

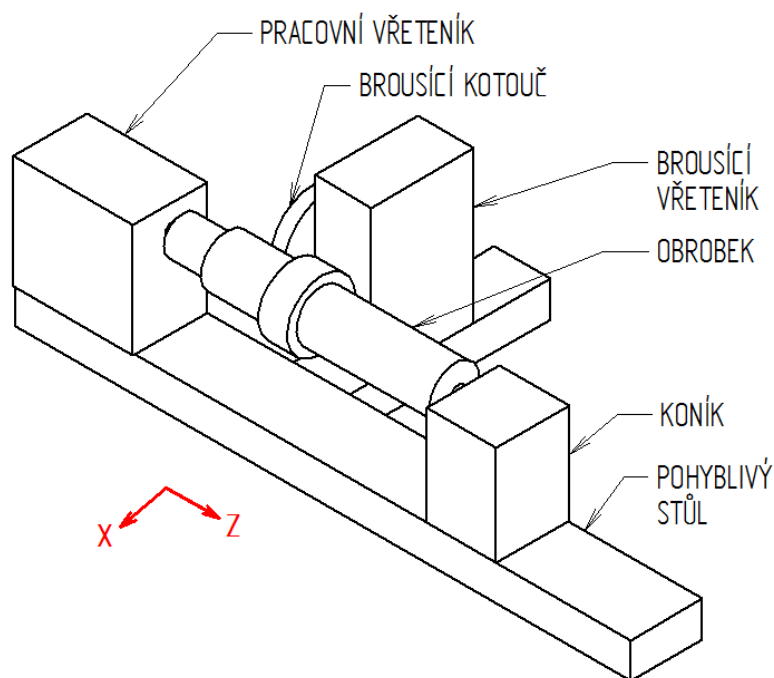
<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
max.	maximální
jmen.	jmenovitý
mech.	mechanický
HMH	Huber- von Mises-Hencky hypotéza
MKP	Metoda konečných prvků
CAD	Computer Aided Design



## 1 Úvod

Broušení patří mezi nejstarší obrábění materiálů, první univerzální brousicí stroje (brusky) se objevují v 19. století zároveň s vynálezem umělého brousícího kotouče. Neustálým zdokonalováním brusek a vlastností brousících kotoučů je dnes možné broušením dosáhnout přesného tvaru (kruhovitosti i pod  $0,2 \mu\text{m}$ , přesnosti 1 až  $3 \mu\text{m}$ ) a vysokou jakost povrchu (drsnost  $Ra = 0,8$  až  $0,2 \mu\text{m}$ ). [1], [2]

Během broušení je povrchová vrstva obrobku odírána velmi jemnými zrny brusiva, při rychlostech kotouče do  $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , v některých případech přes  $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Broušení lze rozdělit dle tvaru brousícího kotouče a tvaru obrobku na broušení vnějších válcových ploch, vnitřních válcových ploch, rovinných ploch a speciální broušení (pásové broušení, honování, superfinišování a elektromechanické broušení). [1] Podle těchto způsobů broušení se brusky mohou dělit na hrotové brusky, rovinné brusky, portálové brusky a speciální brusky. [3]



Obr. 1.1 Schéma hrotové brusky BHC a její osy

Koník je součástí hrotových brusek, na kterých se obrábí vnější válcové, kuželové a i čelní plochy. Slouží k upnutí obrobku mezi hroty vytvořením axiální síly. Obrobek



koná rotační pohyb spolu s broušícím kotoučem. Podle základní koncepční konstrukce se hrotové brusky dělí na dvě skupiny - s posuvným stolem a pevným stolem. U brusek s posuvným stolem je obrobek upnut mezi pracovní vřeteník a koník, celá tato sestava je pohyblivá ve směru Z (ve směru osy vřetene) a broušící vřeteník ve směru X (radiální směr k obrobku). Broušící vřeteník brusky s pevným stolem se pohybuje jak ve směru X, tak ve směru Z, pracovní vřeteník je pevně spojen s rámem brusky. Brusky s pevným stolem jsou díky své tuhosti vhodné pro větší a těžší obroby (např. pro broušení velkých klikových a vačkových hřídelů do lodí, pro válcovny, tiskařské válce, hřídele větrné elektrárny, turbíny elektráren atd.). [2]



## 2 Cíl práce

Tato práce se bude zabývat návrhem elektromechanického koníku hrotové brusky BHC pro společnost FERMAT Machine Tool. Maximální hmotnost obrobku upnutého mezi hroty může být 5 t. Pracovní zdvih pinoly je 80 mm a korekce kuželovitosti obrobku  $\pm 0,4$  mm (přestavení hrotu ve směru osy X). Požadovaná přesnost upínací síly je  $\pm 50$  N, zvýšená pozornost bude proto věnována návrhu vhodného snímače upínací síly. Ovládání vysouvání pinoly je elektrické a posuv celého koníku po vedení zůstane zachován se stávajícím hydraulickým řešením - manuální posuv za pomoci pastorku. V návrhu koníku je nutné zachovat určité zástavbové rozměry, aby např. nedocházelo ke kolizi brousicího vřeteníku s koníkem.

Na začátku návrhu koníku bude stanovena upínací síla pinoly, podle této síly je možné navrhnout pohon pinoly, samotnou pinolu a vhodný snímač síly. Poté se práce bude zabývat korekcí kuželovitosti obrobku a celkové konstrukci koníku. Budou navrhnuty varianty možných řešení a poté bude vybrána ta, která nejlépe splňuje zadání.

V práci budou uvedeny návrhové výpočty k pohonu pinoly a pevnostní kontroly použitých komponent a další výpočetní kapitoly se budou zabývat reakcemi od upínací síly na pinole. Poslední kapitola výpočtů bude věnována MKP analýze.

Pro ucelenost práce bude závěrečná kapitola obsahovat zjednodušený návrh algoritmu řízení pinoly koníku a regulaci upínací síly. V příloze bude k dispozici výkresová dokumentace sestav a vybraných dílů a nosič DVD obsahující model koníku, výpočty, katalogy výrobců a MKP soubory.



### 3 Rešerše současného stavu

V této kapitole bude proveden souhrn poznatků o konstrukci koníku a jeho jednotlivé části budou rozebrány v podkapitolách. Poté se bude zabývat konkurenčními společnostmi, které nabízí hrotové brusky pro větší obrobky (4–6 t) a nakonec bude představena společnost FERMAT Machine Tool.

Koníky CNC řízených velkých brusek jsou nejčastěji nabízeny v hydraulickém provedení. Mezi výhody hydraulického pohonu koníku patří levná a snadná konstrukce, zaručená aretace obrobku a jednoduché řízení upínací síly. Hydraulický pohon koníku má i své nevýhody, jako složitější údržba (hydraulické prvky jsou citlivé na nečistoty - nutnost pravidelné kontroly filtrů), hlučnost čerpadla a nešetrnost k životnímu prostředí. Provoz s elektromechanickým koníkem je čistší, jeho obsluha je komfortnější a náklady na provoz a údržbu nižší. Je vhodný pro plně automatizovaný provoz. Mezi nevýhody elektromechanického pohonu patří hlavně vyšší pořizovací cena a složitější konstrukce. [42]

#### 3.1 Konstrukce koníku

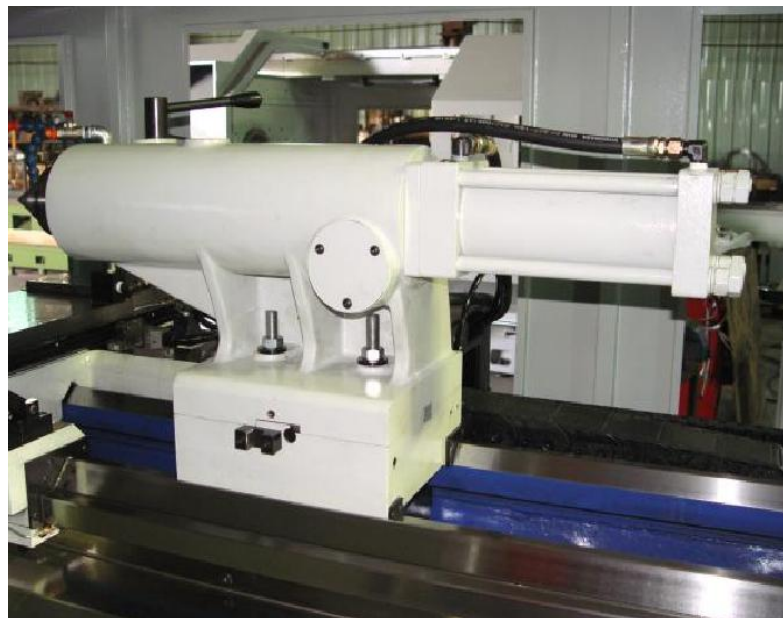
Všeobecným požadavkem kladeným na koník je radiální tuhost, z důvodu přesného obrábění po celé délce obrobku by se měla radiální tuhost koníku blížit tuhosti vřetene. Naopak v axiálním směru by koník měl být poddajnější. Vlivem teplotních změn může obrobek během pracovního procesu měnit svůj objem (v axiálním směru to řádově může být rozdíl v řádu desetin milimetru až celé milimetry pro obrobky s délkou 3–6 m). Pokud by koník nebyl v axiálním směru poddajný, mohlo by dojít k deformaci obrobku, čímž by se zhoršila přesnost obrábění. Proto jsou u velkých obráběcích strojů (zvláště u brusek) vyšší nároky na odpružení pinoly koníku a řízení upínací síly. [2]

Koníky konvenčních strojů (soustruhů a brusek) jsou většinou ovládány ručně. Konstrukce těchto koníků je jednoduchá, zpravidla se skládá z litinového tělesa, ve kterém je uložena výsuvná pinola. Do přesné kuželové dutiny pinoly se upíná otočný



hrot (pro samosvornost se používá Morse kužel). Vysouvání pinoly je zajištěno pohybovým šroubem a aretace polohy pinoly je provedena pomocí svěrného mechanismu. Upevnění koníku k loži je zajištěno upínacím třmenem. Pro obrábění dlouhých kuželů (řeší se vyosením hrotu pinoly) je koník řešen dělenou konstrukcí tělesa a stavěcím šroubem. [4]

Hydraulicky ovládaný koník je nejpoužívanější typ koníku velkých a CNC řízených strojů. Vysouvání pinoly vykonává hydraulický válec, který je umístěn rovnoběžně s osou pinoly. Hydraulický válec může být součástí tělesa koníku, nebo je možné ho upevnit mimo těleso (obr. 3.1).



Obr. 3.1 Ukázka hydraulického koníku společnosti ANNN YANG [5]

Hydraulickým způsobem vysouvání pinoly je možné dosahovat velkých upínacích sil. Vysouvání pinoly může být provedeno přímo hydraulickým pohonem, přičemž se většinou mechanicky přestavuje zdvih pinoly. Poté musí být pohon zajištěn pro případ nenadálých situací (např. výpadek elektrické energie). Tento nedostatek odstraňuje použití kombinace hydraulického a mechanického vysouvání pinoly. Pro vysouvání pinoly je využita síla pružiny a návrat obstarává hydraulický motor. Ovládání pinoly



umožňuje také pneumatický motor či kombinace hydrauliky nebo pneumatiky s mechanickými systémy, to je však vhodné pro menší upínací síly. [25]

Elektromechanicky ovládané koníky zatím nejsou tak rozšířené jako koníky hydraulické. K vyvození lineárního pohybu pinoly a upínací síly se obvykle používá kinematická dvojice s převodem rotačního pohybu na posuvný [42]. Pro regulaci upínací síly je nutné zapojit do sestavy vhodný snímač síly s požadovanou přesností. Snímač je zapojen do zpětnovazební smyčky a síla je regulována pohonem.

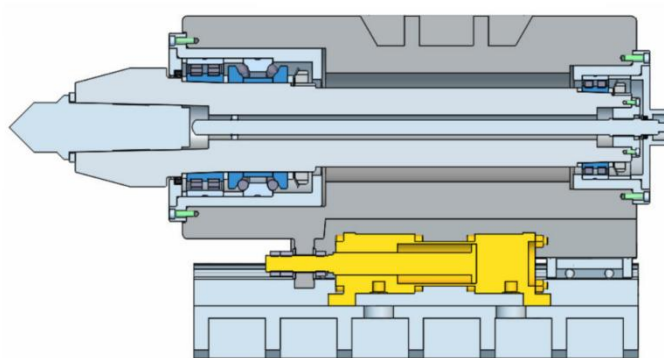
### 3.1.1 Konstrukce pinoly

Pinola se navrhuje dle parametrů obrábění a možností stroje, v zásadě ale existují dvě varianty provedení - rotační pinola, nebo pevná pinola. Podle



Obr. 3.2 Vlevo pevný hrot se špičkou ze slinutých karbidů a vpravo otočný hrot [6]

toho se používají pevné, nebo otočné hroty (obr. 3.2). Rotační pinola se používá s pevným hrotem pro zvýšení radiální tuhosti koníku. Další výhodou je vyšší trvanlivost hrotu a možnost vyšších otáček, používá se často u větších obráběcích strojů



Obr. 3.3 Řez rotační pinolou s pevným hrotem [8]

(pro hmotnost obrobku nad 5 000 kg). Rotační pinola je vybavena ložisky, aby se hrot mohl otáčet spolu s obrobkem a nesnižovala se tak jeho životnost. Příklad rotační pinoly je na obr. 3.3, která byla navrhována v bakalářské práci *Návrh rotační pinoly*

*koníku stroje SUA 100 Numeric* [8]. V řezu je zobrazena pinola s pevným hrotem, uložená v ložiscích. Vedení pinoly je řešeno kolejkami a vozíky s valivými elementy. Hydraulický válec, zajišťující pohyb pinoly, je zde umístěn pod pinolou. [8]



Pevná pinola s otočným hrotem se používá z důvodu své nižší tuhosti spíše u menších strojů, ale existují i hroty pro velmi těžké obrobky (např. pro hmotnost 22 t při maximálních otáčkách  $800 \text{ min}^{-1}$  [7]). V případě broušení menších obrobků (cca do 1,5 t), je možné použít při zabrzděném vřetenu pevný hrot v pevné pinole. [42] Zajištění proti otáčení pinoly se provádí pomocí drážky v objímce a čepu uloženého v tělese koníku.

Vyražení hrotu může být zajištěno různými způsoby. Používá se buď klín, který se zasunuje do pinoly, dokud hrot nepovolí, nebo je uprostřed pinoly umístěn osový trn. Jiná možnost je použít hrot opatřený z přední strany závitem. Pomocí speciální matice je hrot povolen z kuželu. [8]

### 3.1.2 Uložení pinoly

Uložení pinoly může být buď kluzné, nebo valivé. Při navrhování uložení se zohledňuje požadovaná radiální tuhost pinoly, nízké tření, plynulé vysouvání, jednoduchá a levná konstrukce.

Jednoduchým a levným řešením pro vysouvání pinoly je kluzné vedení. Výhodou jsou malé zástavbové rozměry a dobrá schopnost tlumení vibrací. Nevýhodou však je nižší tuhost, neboť ho nelze předepnout. Kluzné vedení lze realizovat přímo vybroušením vnější plochy pinoly a vnitřní plochy tělesa koníku, problémem však je tendence k zadírání a případné opravy (přebušování). Pro snadnou opravitelnost se proto používá obložení. Nejjednodušší obložení představují kluzná pouzdra, která jsou téměř bezúdržbová. Vyrábí se např. bronzová (obr. 3.4), kalená ocelová nebo z kompozitu či kombinací kompozitu a oceli. Výhodou kluzného vedení s kompozitem je



Obr. 3.4 Samomazná bronzová pouzdra s grafitovými hnízdy [26]



Obr. 3.5 Vlevo kuličkové pouzdro [28], vpravo kuličková klec [27]





možnost chodu nasucho bez použití maziva. [25]

Pomocí valivého vedení je možné dosáhnout vysoké tuhosti a přesnosti, lze ho předejdnout. Na druhou stranu má horší schopnost pohltit vibrace. Rozměrově a konstrukčně je toto vedení náročnější, proto je také dražší. Valivé vedení hřídele se realizuje buď pomocí jednoduché kuličkové klece pro omezené zdvihy, anebo pomocí kuličkového pouzdra s vnitřním oběhem kuliček. Zdvihy u tohoto typu valivého vedení jsou neomezené (obr. 3.5). [25]

### 3.1.3 Nastavení kuželovitosti obrobku

Nastavení kuželovitosti obrobku se provádí za účelem obrábění dlouhých kuželových ploch a pro doladění souososti osy pinoly s osou vřetene (korekce kuželovitosti obrobku). Nejčastěji se poloha hrotu nastavuje pomocí děleného tělesa, pomocí excentrického uložení hrotu, nebo se toto nastavení provádí na vřeteníku obráběcího stroje.

Vyosení hrotu pinoly děleným tělesem (obr. 3.6) je realizováno dvěma díly tělesa koníku, které se vůči sobě příčně posouvají, případně naklápějí. O citlivosti a tuhosti mechanismu rozhoduje přesnost mechanismu a vodících ploch. Excentrické uložení hrotu pinoly umožňuje jemné nastavení kuželovitosti obrobku přímo na pinole, je vhodné pro malý rozsah polohování. [25]



Obr. 3.6 Ukázka děleného koníku společnosti Goodway [29]

## 3.2 Konkurence

Konkurenční společnosti, zabývající se výrobou a vývojem hrotových brusek pro obrobky s hmotností 4–6 t, ve většině případů používají hydraulické koníky. Výčet



těchto firem a porovnání jednotlivých řešení koníků je popsáno v následujících odstavcích.

### **TOS Čelákovice**

Tos Čelákovice je jediná česká společnost, která se svou sérií BUC 85 C zabývá také konstrukcí velkých hrotových brusek pro obrobky o hmotnosti 4 000 kg při upnutí mezi hroty. Při použití otevřených těžkých lunet může hmotnost obrobku dosáhnout až 5 t. V této sérii BUC 85 nabízí provedení od ručního ovládání (BUC 85 C Practic), přes automatické cykly (BUC 85 C Profi), až po CNC řídicí systém (BUC 85 C Multi). V základním provedení stroje je použit ručně posuvný koník s hydraulicky ovládaným otevíráním pinoly a korekcí kuželovitosti, obr. 3.7. [9]



Obr. 3.7 Elektrický koník hrotové brusky BUC 85 C Profi [9]

### **DANOBAT GROUP**

DANOBAT GROUP je společnost původem z Baskicka, což je území poblíž hranice Španělska, Francie a Atlantiku. Zabývá se vývojem a výrobou nejen těžkých brusek, ale i různých výrobních strojů (soustruhy, frézky, děrovací stroje, řezací laser atd.). Jejich hrotové brusky mohou brousit obrobky o hmotnosti až 8 000 kg (horizontální bruska



WT-92) a obrobky o hmotnosti 5 000 kg je schopna obrobit horizontální bruska HG-92 (na obr. 3.8, obrobek uchycen v pevném hrotu). [10]



Obr. 3.8 Horizontální bruska HG-92 [10]

### GER mh

GER mh je španělská společnost, která sídlí nedaleko společnosti DANOBAT GROUP. Zabývá se vývojem a prodejem čistě brousících strojů, od hrotových brusek, přes rovinné, až po profilové brusky a brusky pro otvory. Největší hmotnost obrobku upnutého mezi hroty brusky činí 6 000 kg, umožňuje to série brusek CPA s maximální vzdáleností mezi hroty 3 000/4 000/5 000/6 000 mm (obr. 3.9). [11]



Obr. 3.9 Hrotová bruska CPA-6000 společnosti GER mh [11]



Bruska série CPA používá koník s ručním pohybem, vysouvání pinoly a korekci tepelné dilatace obrobku řídí CNC systém (koník na obr. 3.10). Průměr jejich pinoly je 180 mm a zdvih 60 mm. [11]



Obr. 3.10 Koník hrotové brusky série CPA [11]

### Gioria

Gioria je italská společnost, zabývající se návrhem a výrobou velkých hrotových brusek pro obrobky o hmotnosti až 40 000 kg. Vedle hrotových brusek také nabízí výrobu odlitků z šedé litiny vážící od 1 kg do 23 000 kg. Na obr. 3.11 je hrotová bruska R/162 CNC 1 000 - 7 000 pro obrobky s maximální hmotností 4 000 kg a se vzdáleností mezi hroty dle požadavku 1 000 až 7 000 mm. [12] Pinola koníku této brusky má zdvih 80 mm, průměr 90 mm a vnitřní kužel CM 6. Pro vysouvání pinoly je použit bezkomutátorový motor s momentem 5,6 Nm a výkonem 0,37 kW, jedná se o elektromechanický koník. [13]

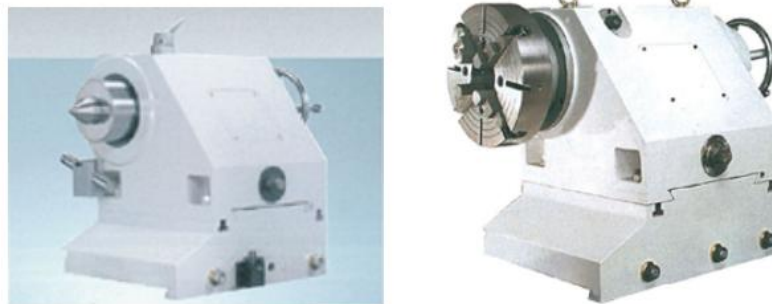


Obr. 3.11 Hrotová bruska R/162 CNC 1000-7000



## JAINNHER

Taiwanská společnost Jainnher vyrábí stroje pro vnější i vnitřní broušení válcových ploch. Nabízí CNC řízené hrotové brusky pro obrobky s hmotností od 1 500 kg až po 40 000 kg. Pro pinolu koníku brusky o kapacitě hmotnosti obrobku 4 000 kg a 6 000 kg činí zdvih pinoly 80 mm. Vedle klasického provedení koníku s pevným hrotem (obr. 3.12 vlevo) nabízí i koník, kde je místo hrotu nainstalováno čtyřčelistové sklíčidlo (obr. 3.12 vpravo). Z obrázku je také patrný princip korekce kuželovitosti obrobku, kde těleso koníku je rozděleno na dvě části, které jsou spojeny pomocí rybinového vedení a nastavitelné šroubem (dělený koník). Snadné polohování koníku je umožněno pneumatickým zařízením. [14]



Obr. 3.12 Vlevo koník hrotové brusky a vpravo koník s čtyřčelistovým sklíčidlem společnosti Jainnher [14]

## Praise

Společnost Praise sídlící na Taiwanu se specializuje na produkci těžkých brousících strojů pro vnější válcové plochy. Jejich stroje jsou schopny brousit i obrobky s hmotností 100 000 kg a s podpěrami až 120 000 kg. Brusky ve střední kategorii umí upnout obrobky s váhou 4 000 kg (TT85, obr. 3.13) a 6 000 kg (TT100).



Obr. 3.13 Stroj pro broušení vnějších válcových ploch TT85 společnosti Praise [16]

Pro nastavení kuželovitosti obrobku společnost vyrábí dělený koník. Místo hrotu v pinole je v nabídce sklíčidlo, do kterého se upne obrobek. Koník je vybaven pneumatickým zařízením, které slouží jako pohon vysouvání pinoly a zároveň pro snadnou manipulovatelnost ulehčuje pohyb celého koníku (obr. 3.14). [16]



Obr. 3.14 Koník brusky TT85 [16]

### Robbi

Robbi je italská společnost, jejímž oborem výroby jsou brousicí a honovací stroje a stroje na obnovu přesných komponent. Jejich největší hrotová bruska (CNC 80, obr. 3.15) zvládne brousit i obrobky s hmotností 4 000 kg. Litinový koník je pro manuální korekci kuželovitosti obrobku rozdělen na dvě části. Ovládání pinoly je provedeno hydraulickým válcem, její zdvih činí 100 mm, průměr objímky je také



100 mm a dutina pro kužel je zde MT 6. Polohování koníku je ulehčeno pneumatickým zařízením. [15]



Obr. 3.15 Hrotová bruska CNC 80, Robbi [15]

## EMAG

EMAG je německá společnost, která vlastní několik značek různého zaměření. Vývojem a výrobou brousících strojů se zabývají 4 společnosti: REINECKER (stroje pro broušení přesných vnitřních ploch), KARTENS (stroje pro broušení vnějších válcových ploch), KOPP (stroje pro broušení vačkových hřídelů) a NAXOS-UNION (stroje pro broušení klikových hřídelů). Jejich brusky zvládají obrobit hřídel o hmotnosti až 5 000 kg (bruska pro klikové hřídele PM 460). [17]

### ***3.3 Představení společnosti FERMAT Machine Tool***

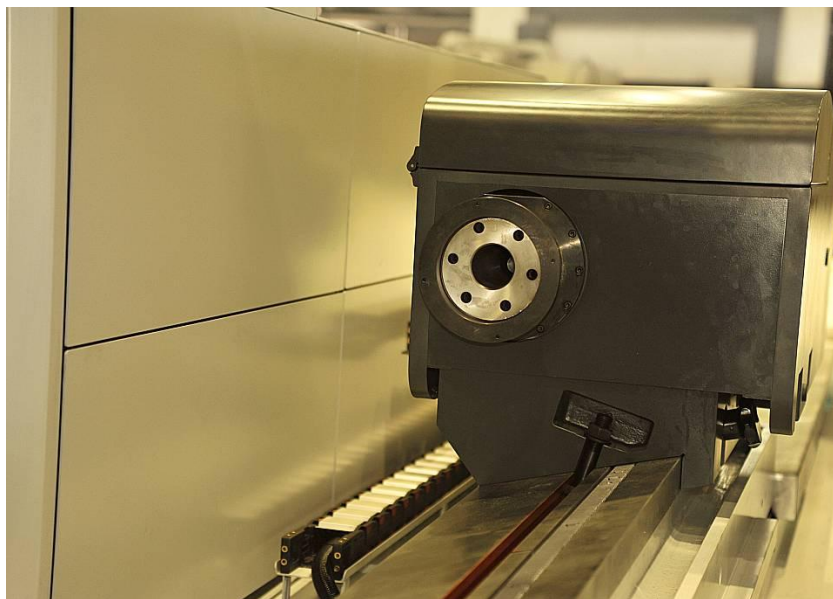
Společnost FERMAT Machine Tool je dodavatelem strojů pro přesné obrábění, zvláště horizontálních vyvrtávaček a brusek. Mimo to nabízí i frézovací a obráběcí centra, frézky a soustruhy. Jejich výrobní haly se nachází v Praze a v Brně.

Tato práce je zaměřena na návrh elektromechanického koníku k hrotové brusce BHC pro obrobky vážící 5 000 kg. Stávající brusky řady BHC mají možnost upnout mezi hroty obrobky s hmotností 4 000 kg, s podpěrami až 5 000 kg (obr. 3.16). Je možné si vybrat upínací vzdálenost mezi hroty od 2 000 mm do 6 000 mm a oběžnými průměry 630 mm až 1000 mm (v základním provedení je vzdálenost mezi hroty 4 000 mm a oběžný průměr 630 mm). [18]



Obr. 3.16 Hrotová CNC bruska BHC63 se vzdáleností mezi hroty 4000 mm [18]

Stávající řešení koníku hrotové brusky BHC má hydraulický pohon. Pinola má zdvih 80 mm a je možné doladit kuželovitost obrobku o  $\pm 0,4$  mm, pro upnutí hrotu slouží kuželová dutina Morse 6. Pinola je uložena v lineárním kuličkovém pouzdru, její upínací síla dosahuje 12 000 N. Manipulace s koníkem je manuální, ulehčuje ji pastorek uvnitř koníku. [18], [42]



Obr. 3.17 Koník hrotové brusky BHC [18]

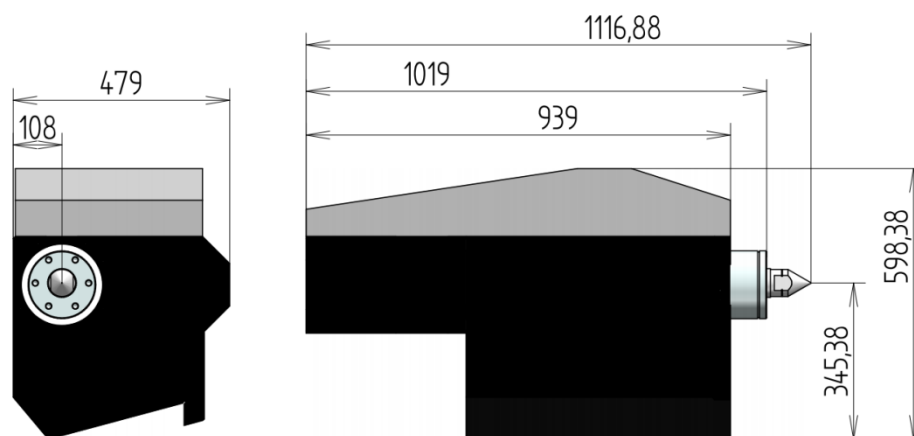




### 3.4 Parametry elektromechanického koníku pro brusku BHC

Pro elektromechanický koník brusky BHC společnosti FERMAT Machine Tool je nutné dodržet několik podmínek pro správnou funkčnost a kompatibilitu s nynější bruskou. Tyto podmínky jsou popsány v následujících bodech:

- Vysouvání pinoly je tvořeno pouze elektromechanickým pohonem.
- Maximální hmotnost obrobku upínaného mezi hroty nepřesahuje 5 t.
- Pracovní zdvih pinoly činí 80 mm.
- Ovládání pinoly je elektrické.
- Korekce kuželovitosti obrobku se nastavuje o  $\pm 0,4$  mm.
- Upínací síla je regulována s přesností na 100 N.
- Posuv koníku a jeho aretace je prováděna manuálně.
- Pinola musí mít bezpečnostní opatření proti uvolnění obrobku.
- V návrhu je nutné zohlednit celkový pracovní prostor brusky, aby nedošlo ke kolizi (přibližně zachovat stávající rozměry koníku, obr. 3.18).



Obr. 3.18 Stávající rozměry hydraulického koníku brusky BHC

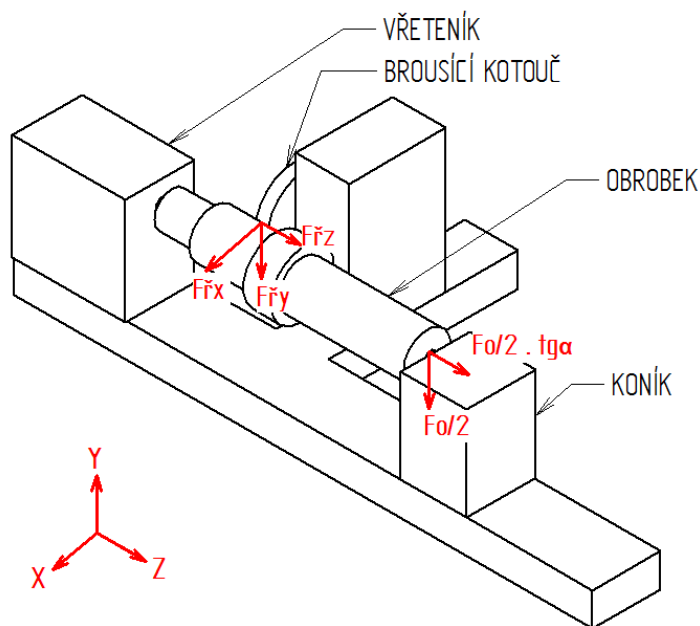


## 4 Návrhy řešení

V této kapitole budou popsány možné varianty k jednotlivým konstrukčním celkům koníku. První bude vypočtena upínací síla pinoly, podle níž jsou navrženy komponenty koníku. Následují podkapitoly, které se dělí dle konstrukčních celků na návrh pohonu, návrh pinoly a návrh mechanismu pro korekci kuželovitosti. Závěrečná podkapitola je podrobně věnována snímačům síly a jejich alternativám.

### Řezné síly

Nejprve je nutné stanovit, jakou maximální silou bude obrobek upínán a jaké síly působí na hrot pinoly. Síly, působící na hrot koníku, se odvíjejí od hmotnosti obrobku, řezného procesu a předeptutí. Z těchto sil je pak možné definovat potřebná ložiska, pohon a stavbu koníku.



Obr. 4.1 Rozklad řezných sil mezi brousicím kotoučem a obrobkem a síly na hrotu koníku

Řezné síly při broušení závisí na mnoha parametrech, jako je např. šířka kotouče, použitý brusný materiál, natočení zrn, velikost zrn, atd. Řezná síla má malý podíl na celkovém zatížení koníku oproti síle od zatížení obrobkem, proto pro stanovení síly



působící na hrot postačí přibližný výpočet řezné síly. Celková řezná síla působí ve směru os x, y a z (obr. 4.1), přičemž platí [1]:

$$F_{\dot{r}x} > F_{\dot{r}y} > F_{\dot{r}z} \quad (4.1)$$

Poměr  $F_{\dot{r}x}$  a  $F_{\dot{r}y}$  je možné zjednodušit [1]:

$$\frac{F_{\dot{r}x}}{F_{\dot{r}y}} = 1 \div 3 \quad (4.2)$$

Pro výpočet složky řezné síly  $F_{\dot{r}y}$  byl použit následující vzorec [1]:

$$F_{\dot{r}y} = \frac{1000 \cdot P_e}{v_k} \quad (4.3)$$

kde  $P_e$  značí skutečný výkon na vřetenu a  $v_k$  obvodovou rychlost broušícího kotouče. Pro výpočet síly  $F_{\dot{r}y}$  byly použity hodnoty z katalogu k brusce BHC, kde:

$$P_e = 18,5 \text{ kW}$$

$$v_k = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Po dosazení výkonu a obvodové rychlosti kotouče vychází řezné síly  $F_{\dot{r}x}$  a  $F_{\dot{r}y}$  relativně malé i za předpokladu, že poměr sil  $F_{\dot{r}x}$  a  $F_{\dot{r}y}$  může být roven 3 (rovnice 4.2). Protože platí vztah 4.1, byla řezná síla  $F_{\dot{r}z}$  zanedbána. [1]

$$F_{\dot{r}y} = \frac{1000 \cdot P_e}{v_k} = \frac{1000 \cdot 18,5}{50} = 370 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$F_{\dot{r}x} = 3 \cdot F_{\dot{r}y} = 1110 \text{ N} \quad (4.5)$$



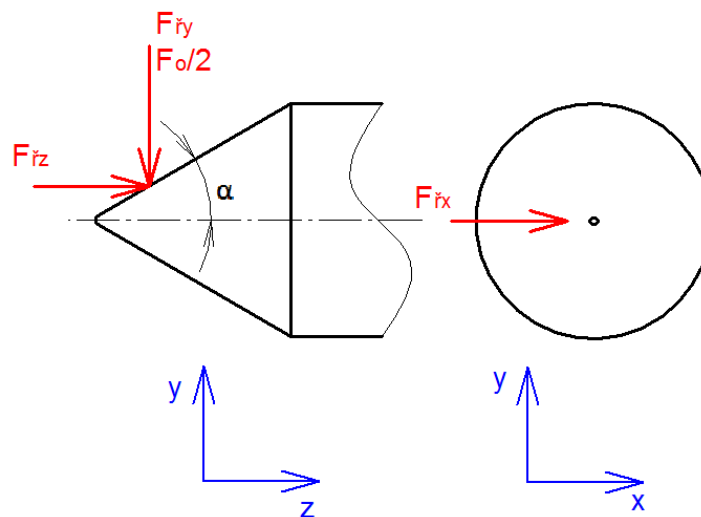
### Síly od hmotnosti

Maximální přípustná hmotnost obrobku  $m_o$  pro upnutí mezi hroty je 5 000 kg, gravitační konstanta  $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , síla od hmotnosti tedy je:

$$F_o = m_o \cdot g = 5\,000 \cdot 9,81 = 49\,050 \text{ N} \quad (4.6)$$

### Síla působící na hrot koníku

Pro výpočet síly od hmotnosti obrobku se předpokládá, že obrobek je souměrný. Velikost této síly působící na hrot koníku je tedy poloviční. Síly působící na hrotu koníku jsou zobrazeny na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Síly působící na hrot koníku

Úhel  $\alpha$  je závislý na použitém hrotu, úhel hrotu bývá  $60^\circ$  nebo  $90^\circ$ . Potom se  $\alpha$  rovná buď  $30^\circ$  nebo  $45^\circ$ . S větším úhlem je nutné vyvinout větší sílu, proto se dále počítá s úhlem  $\alpha 45^\circ$ . Pak celková síla působící v ose Z na hrot  $F_{cz}$  je rovna:

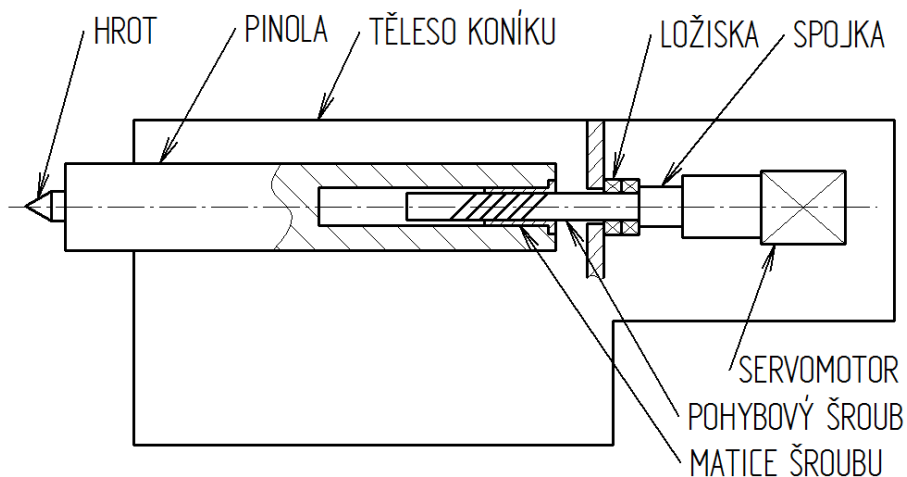
$$\begin{aligned} F_{cz} &= tg\alpha \cdot \frac{F_o}{2} + tg\alpha \cdot F_{rx} + tg\alpha \cdot F_{ry} = \\ &= tg45 \cdot \frac{49\,050}{2} + tg45 \cdot 370 + tg45 \cdot 1\,110 = 26\,005 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.7)$$



Síla  $F_{cz}$  vyjadřuje minimální sílu potřebnou k upnutí obrobku při extrémních podmínkách, proto je potřeba pro určitou bezpečnost volit upínací sílu větší. Z tohoto důvodu byla upínací síla  $F_u$ , po konzultaci se zadavatelem, zvolena  $F_u = 30$  kN.

#### 4.1 Návrhy pohonu pinoly

Pinola vykonává při upínání lineární pohyb, její maximální zdvih dle zadání je 80 mm. Existují různá řešení, jak zajistit lineární pohyb, např. použití pohybového šroubu, hřebenu a pastorku nebo klikového mechanismu. Nejjednodušším řešením, nejen z pohledu konstrukčního, ale také finančního, je vysouvání pinoly pomocí pohybového šroubu (schematické znázornění na obr. 4.3).



Obr. 4.3 Schematické znázornění pohonu pinoly s pohybovým šroubem

Pohon je nutné navrhovat tak, aby upínací síla (max. 30 kN) byla stále stejná. Při obrábění může docházet k dilataci obrobku při změně teploty a měnit tak sílu, kterou je obrobek upnut. Z tohoto důvodu bude koník vybaven snímačem síly, který bude o změně této síly podávat informaci. Motor se poté začne otáčet tak, aby upínací síla byla stále na stejné hodnotě. Přesnost udržení upínací síly je pro tento koník 100 N. Pro jemné pootočení pohybového šroubu je vhodné použít převodovku s velkým převodovým poměrem, od 50 do 100, podle výběru motoru a jeho výkonu. Převodovka musí být také relativně malá kvůli požadovaným rozměrům na koník.



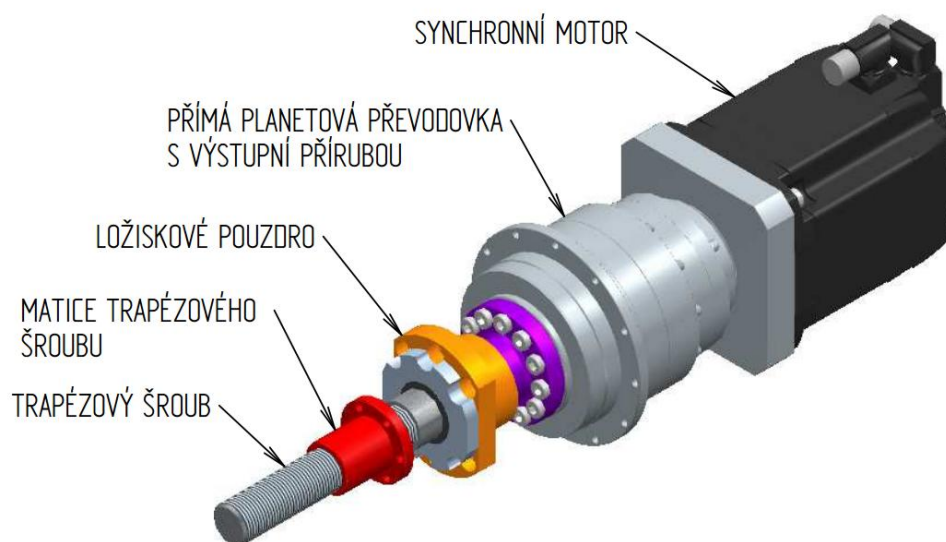
Při broušení, kdy se nemění upínací síla, je motor zastaven a poloha pinoly aretována. Jako pohybový šroub byl proto zvolen samosvorný trapézový šroub, který je cenově výhodnější.

#### 4.1.1 Varianta s planetovou převodovkou

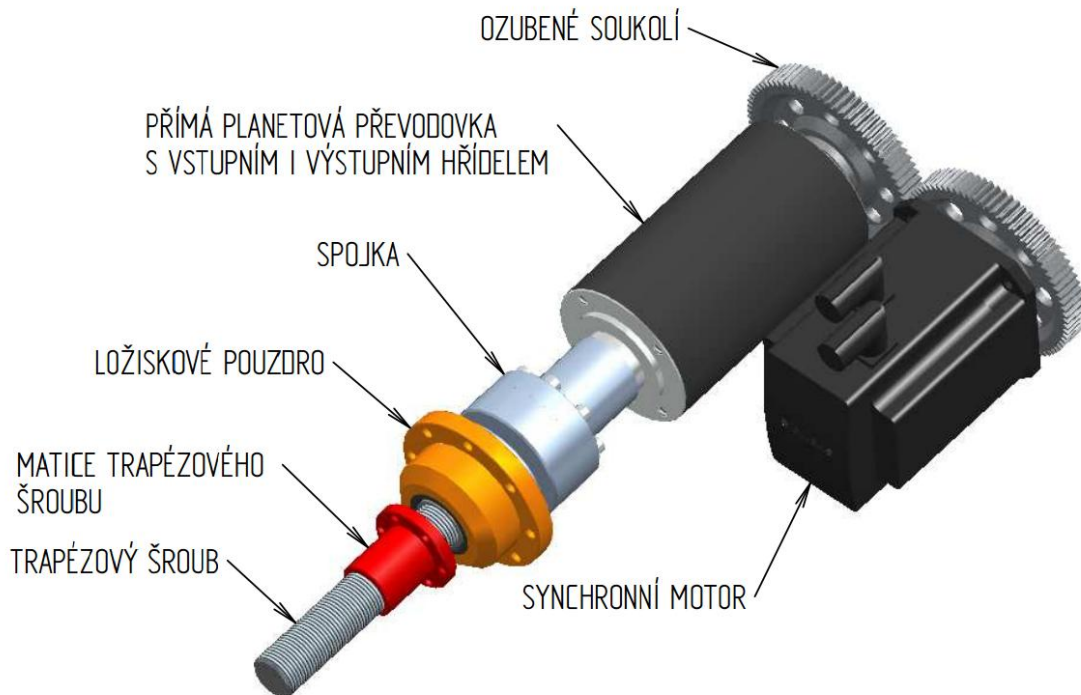
##### Přímá planetová převodovka

Nejjednodušším řešením je použití přímé planetové převodovky, jejíž cena je relativně nízká a instalace převodovky není složitá. Převážně je vyráběna s přizpůsobenou přírubou na vstupu pro konkrétní typ servomotoru. Jako výstup planetové převodovky většinou bývá hřídel s perem. Pro přesnější aplikace se vyrábí i převodovky s výstupní přírubou, rozměry této převodovky jsou menší, avšak jsou podstatně dražší.

Přímou planetovou převodovku lze zapojit souose s pinolou, přímo za ložiska s trapézovým šroubem. Pro dodržení požadovaných rozměrů koníku je nutné použít planetovou převodovku s výstupní přírubou. Na obr. 4.4 je použita planetová převodovka společnosti Apex Dynamics, do níž je přímo připojen synchronní motor od společnosti Siemens. Axiální síla působící na šroub je zachycena axiálními ložisky.



Obr. 4.4 Pohon pinoly s přímou planetovou převodovkou

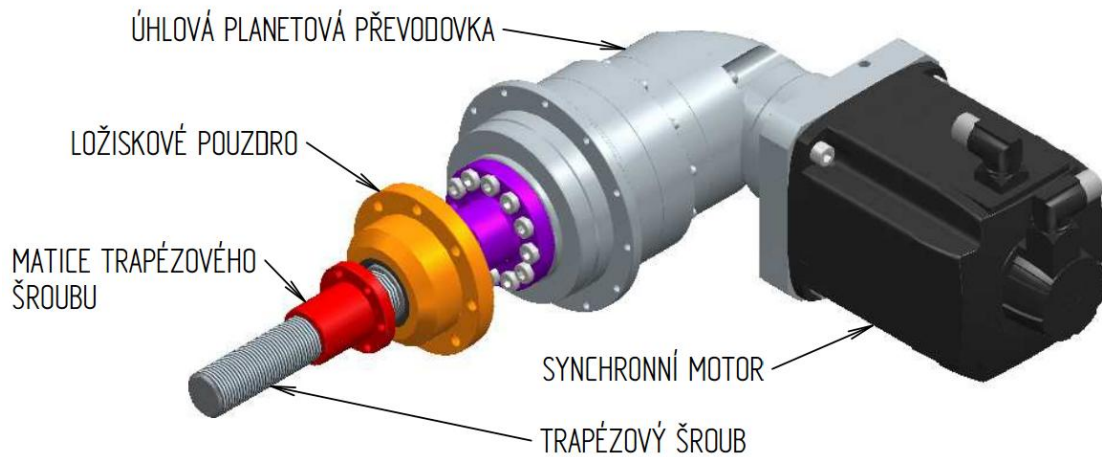


Obr. 4.5 Pohon pinoly s přímou planetovou převodovkou a motorem umístěným paralelně k převodovce

Další variantou je rozdělení planetové převodovky a motoru (obr. 4.5). Planetová převodovka je zapojena souose s pinolou, ale motor je umístěn paralelně k ose pinoly a převodovky. Výhodou této převodovky společnosti Transtecno tvoří možnost volby vstupní a výstupní hřídele, lze tak snadno spojit vstup převodovky s motorem pomocí např. ozubených kol a zkrátit tak délku celé zástavby. Toto řešení je, i přes použití dalšího převodu, levné. Planetová převodovka je napojena na trapézový šroub pomocí přírubové spojky.

### Úhlová planetová převodovka

Zkrácení konstrukce pohonu v axiálním směru je možné docílit také pomocí úhlové planetové převodovky. Nevýhodou je ale mírné zvětšení šířky koníku. Na obrázku 4.6 je ukázka úhlové planetové převodovky s přírubovým výstupem společnosti Apex Dynamics. Na vstupu převodovky je otvor pro hřídel motoru a příruba pro motor Siemens. Úhlové planetové převodovky jsou o něco dražší než přímé, na druhou stranu není potřeba řešit další převodové prvky.



Obr. 4.6 Pohon s úhlovou planetovou převodovkou

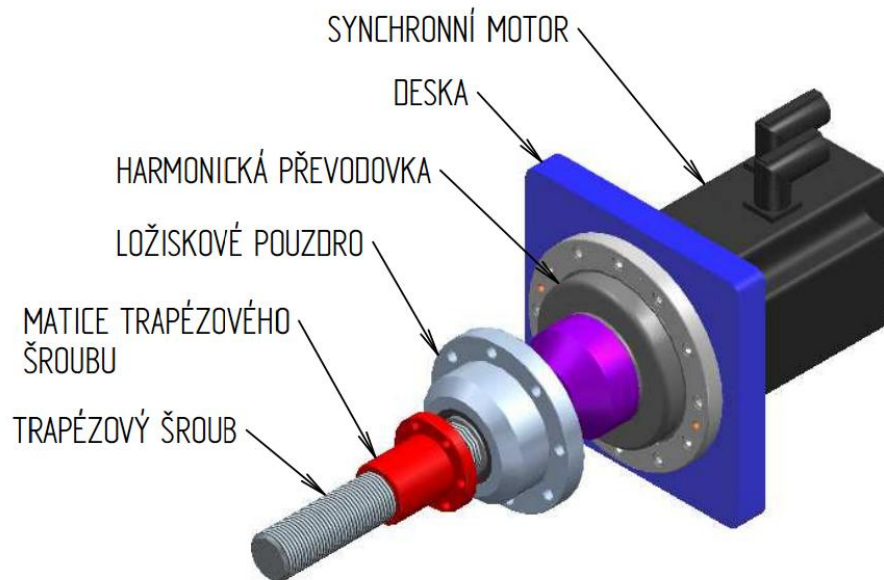
#### 4.1.2 Varianta s harmonickou převodovkou

Nejmenších zástavbových rozměrů je možné dosáhnout použitím harmonické převodovky. Tyto převodovky jsou velmi přesné, nevýhodou je ale vysoká cena a v některých případech nutnost uložení převodovky do ložisek.

Na obrázku 4.7 je harmonická převodovka společnosti Harmonic Drive propojena s motorem přes desku s navrtanými závity. Výstupem převodovky je příruba, na kterou je připevněna spojka propojená rovnou s trapezovým šroubem. Jako u variant s planetovou převodovkou, i zde je upínací síla (směr Z), tvořená šroubem, zachycena pomocí axiálního ložiska.

Místo harmonické převodovky lze použít i cykloidní převodovku (délka této převodovky pro tuto aplikaci se pohybuje okolo 10 cm). Má podobné vlastnosti jako harmonická převodovka, navíc nedochází k opotřebení zubů. Nevýhodou je opět vysoká cena.





Obr. 4.7 Pohon pinoly s harmonickou převodovkou

## 4.2 Návrh pinoly

Maximální zdvih pinoly činí 80 mm. Rozměr pinoly současného řešení (hydraulický koník) musí zůstat téměř nezměněný, což znamená, že maximální průměr pinoly je 150 mm. Je to z důvodu vzdálenosti od levého kraje (108 mm), který musí zůstat zachován. Pokud by se rozměr 108 mm změnil, mohlo by dojít ke kolizi koníku s brousicím vřeteníkem a pokud by se zvětšil průměr pinoly, tloušťka stěny tělesa koníku by pak byla příliš malá.

Pinola je z důvodu malého průměru navržena jako pevná, může se pohybovat jenom axiálním směrem (směr Z). Toto řešení pinoly společnost FERMAT Machine Tool používá, u těžkých obrobků se brousí v otočném hrotu a u lehčích obrobků (cca do 1,5 t) se pro větší přesnost brousí obvykle v pevném hrotu. [42]

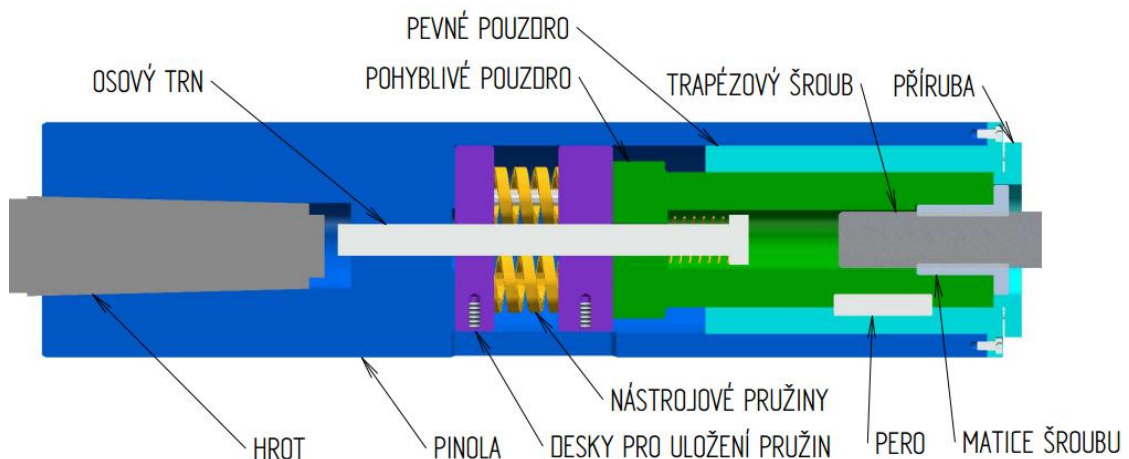
Pinola je pro větší tuhost uložena v kuličkových pouzdrech, která jsou předepnutá. Tato pouzdra jsou speciální a FERMAT Machine Tool si je vyrábí na míru. Vnější pouzdro o průměru 180 mm se nalisuje přímo do koníku a kuličková klec je poté přímo ve styku s pinolou. Použité kuličky mají průměr 6 mm. Vzniklé mezikruží mezi pinolou



a pouzdem je vyrobeno s přesahem pro předepnutí kuliček. Místo nalisování pouzdra do tělesa koníku je možné použít kuželové spojení mezi pouzdem a tělesem koníku.

### Pevná pinola

Pevná pinola je zobrazena na obr. 4.8. Všechny komponenty jsou vloženy dovnitř pinoly pro zkrácení celkové délky koníku. Vysouvání pinoly je zajištěno trapézovým šroubem, který svým otáčením vysouvá pinolu. Hřídel s trapézovým šroubem je z jedné strany uložen v axiálním ložisku a na druhé straně je vložena do bronzové matice. Tato bronzová matice je přišroubovaná k pohyblivému pouzdru. Pohyblivé pouzdro umožní stlačení pružin, které tlumí rázy, a zároveň mohou být využity i jako prvek ke snímání síly. Pohyblivé pouzdro je upevněno přírubou a zajištěno proti otočení pomocí pera. Je uloženo v pevném pouzdru, které je pevně přimontované k pinole. Samotná pinola je zajištěná proti otočení taktéž perem. Uprostřed pinoly je vložený osový trn, který slouží k vyražení hrotu. Vyražení probíhá podobně jako u konvenčních koníků, pinola se zasouvá do záporné polohy, šroub narazí na osový trn a osový trn vyrazí hrot. Zpětná pružinka zajistí návrat osového trnu do původní polohy.



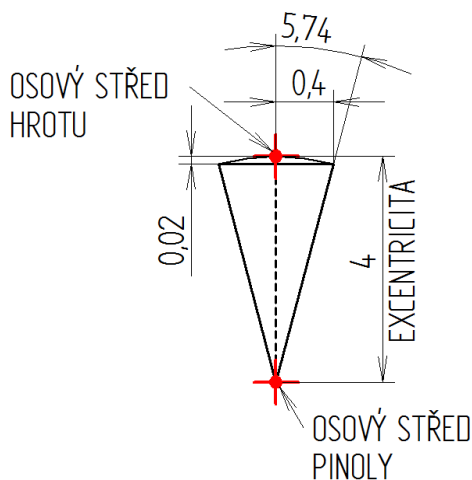
Obr. 4.8 Řez pinolou



### 4.3 Návrh mechanismu pro korekci kuželovitosti o $\pm 0,4$ mm

Korekce kuželovitosti (jemné nastavení polohy hrotu koníku) je požadována pouze v příčném směru do  $\pm 0,4$  mm. Kuželovitost obrobku se nastavuje velmi často, téměř při každém novém upnutí obrobku, proto způsob nastavení hrotu musí být jednoduchý a snadno přístupný. Samotné posouvání hrotu se provádí při již upnutém obrobku.

Vyosení  $\pm 0,4$  mm je velmi malé, proto je ideální řešení korekce pomocí excentricky uloženého hrotu a natáčení pinoly. Je možné zanedbat výškový rozdíl vlivem pohybu po kružnici, na broušení to nemá vliv. Tento způsob korekce kuželovitosti je použit i u stávajícího řešení hydraulického koníku. Na obrázku 4.10 je zobrazena excentricita mezi osovými středy hrotu a pinoly. Celkově je potřeba otáčet pinolou o  $11,5^\circ$  s výškovou nepřesností  $0,02$  mm, kterou lze tolerovat. [42]



Obr. 4.10 Úhel pootočení pinoly pro vyosení  $0,4$  mm



Obr. 4.9 Směry nastavení polohy hrotu

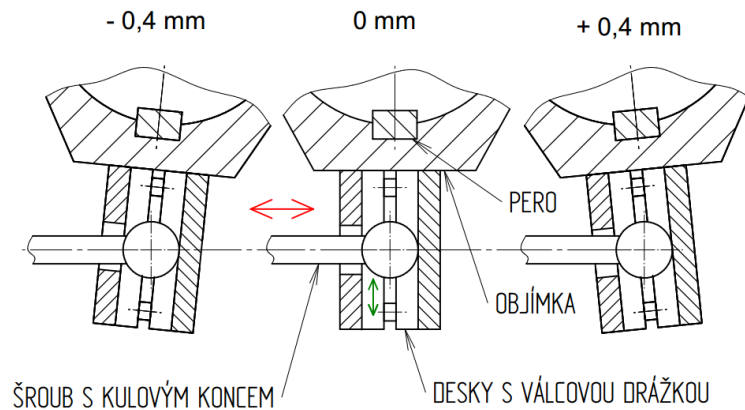
Mechanismus natáčení objímky musí umožnit vysouvání pinoly a zároveň při broušení bránit jejímu pootočení. Tento problém by bylo možné vyřešit speciálním pouzdem pro hrot uvnitř pinoly, nicméně pro tento případ to není reálné, neboť při broušení na otočném hrotu není z přední strany pinoly téměř žádný prostor.

Jednou možností, jak natáčet pinolu, je šnekový převod. Na pinolu je navlečena objímka, která je zajištěna perem, zároveň je zachována posuvná vazba pinoly. Pro úhel  $11,5^\circ$  je na objímce vyrobeno šnekové ozubení. K otáčení pinoly je určena hřídel se šnekem, která je rotačně uložena do tělesa koníku. Část této hřídele je vyvedena ven



mimo koník tak, aby se k ní dostala obsluha. Tato varianta je přesná, avšak na výrobu velmi drahá.

Jednodušší možností je použít šroub s kulovým koncem (obr. 4.11), uložený mezi dvě desky s válcovou drážkou. Kulový konec šroubu je tak možné sevřít mezi tyto desky a odstranit případnou vůli. Šroub se



Obr. 4.11 Natočení pinoly koníku pomocí šroubu s kulovým koncem vloženým mezi dvě desky

pohybuje tangenciálně k pinole. Při otáčení dochází k mírnému radiálnímu posunu desek (v ose Y) díky kruhové dráze, proto je v tomto směru Y ponechaná vůle. Na druhém konci šroubu je vyroben závit, s jehož pomocí lze jemně nastavit pootočení pinoly.

Alternativou ke způsobu natočení pinoly pomocí kulového konce šroubu je použití kloubového oka, které umožňuje jak rotační pohyby, tak posuvné pohyby. Výhodou tohoto řešení je zjednodušení konstrukce a snížení počtu vyráběných částí. Menší nevýhodou může být uložení v kluzném ložisku s vůlí, např. výrobce ložisek SKF uvádí maximální velikosti vnitřní vůle v hlavici kloubového oka od 28  $\mu\text{m}$  do 100  $\mu\text{m}$ , v závislosti na materiálu a průměru oka. [32]



Obr. 4.12 Kloubové oko, které nabízí společnost TEA TECHNIK [38]



## 4.4 Návrh silového snímače

Při obrábění dochází k zahřívání nástroje, částí obráběcího stroje, obrobku a okolního prostředí. Toto teplo prostupuje dál do konstrukce, zahřívá ji a nepříznivě ji rozpíná. Vlivem podchlazení může nastat i opačný efekt, kdy se konstrukce začne smršťovat. K deformaci obrobku může docházet v různých intervalech, v závislosti na pracovním procesu, použitém chlazení, materiálu obrobku a kotouče, atd. U hrotových brusek je pro přesnější broušení nutné tuto rozpínavost obrobku v axiálním směru (směr Z) kompenzovat. Pokud by nebyla tato dilatace kompenzována, mohlo by dojít k deformaci nebo uvolnění obrobku a přesnost broušení by byla snížena.

### 4.4.1 Snímače síly

Rozdělení snímačů síly:

- odporové snímače
- piezoelektrické snímače
- kapacitní snímače
- optické snímače

#### Odporové snímače síly

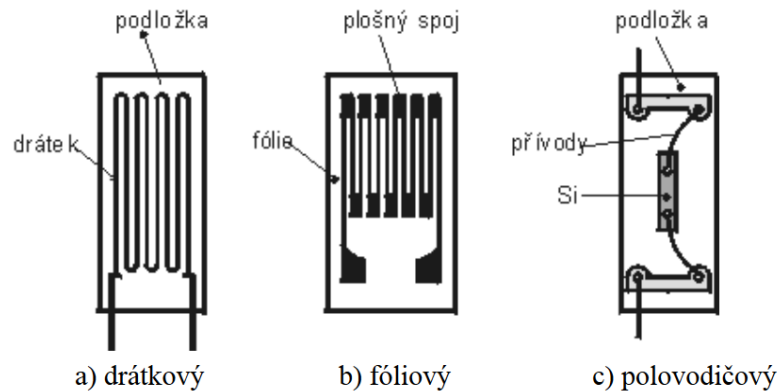
Odporové snímače využívají změny elektrického odporu vodiče při mechanickém namáhání v oblasti pružných deformací. Odpor snímače je závislý na rezistivitě, délce drátu a průřezu drátu. Citlivost snímání je závislá na vlastnostech použitého materiálu vodiče. Pro tyto snímače je nevýhodou závislost elektrického odporu na teplotě. [20]

Kovový odporový snímač je vyroben z drátku o průměru 0,02 až 0,05 mm, který je esovitě poskládán na tenký podklad z papíru nebo plastické hmoty. Složitější tvary se vyrábí odleptáním tenké odporové fólie. Tyto fóliové snímače mají lepší vlastnosti než drátkové.

Polovodičový odporový snímač je vyroben z křemíku. Při působení mechanických sil na snímač se mění jeho odpor, změna odporu je také závislá na typu polovodiče a koncentraci příměsi. Polovodičové odporové snímače jsou v porovnání s kovovými mnohem citlivější, avšak oproti nim mají nelineární charakteristiku a velkou teplotní



závislost. Je tedy nutné udržovat stálou teplotu snímačů. Ukázky odporových snímačů jsou na obrázku 4.13. [19]



Obr. 4.13 Ukázky typů odporových snímačů síly [19]

Zvláštním případem odporových snímačů jsou piezorezistivní odporové snímače, které využívají piezorezistivního jevu, což znamená, že v důsledku působení mechanických sil se nemění jen délka drátu nebo obsah průřezu drátu, ale i měrný odpor materiálu drátu.

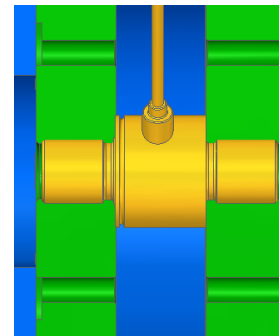
Odporové snímače dokážou měřit tlak i tah v rozmezí desítek N až jednotek MN s přesností 0,03–1 %. Lze jimi měřit statické i cyklické zatížení. Nabízí se velké množství typů a rozsahů od různých výrobců. Tyto snímače jsou vhodné pro měření upínací síly pinoly. Porovnání výhod a nevýhod v tabulce 4.1. [21], [22]

Tab. 4.1 Porovnání výhod a nevýhod odporových snímačů

Výhody	Nevýhody
Snímá statické i cyklické zatížení	Malá přetížitelnost
Nízká váha a malé rozměry	Citlivost na boční síly
Stabilita parametrů	Snižuje tuhost celku
Výběr z mnoha typů a rozsahů snímače	Závislost na teplotě - nutné kompenzace
Velké množství výrobců	
Relativně nízká cena	



Vhodným typem tenzometrického snímače pro měření upínací síly je soudkový nebo prstencový typ, který je vložen dovnitř pinoly ve středu mezi dvěma deskami (obr. 4.14, soudkový typ). Výhodou tohoto snímače je snadná montáž a přesnost. Nevýhodou tohoto řešení je nutné opatření proti rázům, např. vložení talířových pružin.



Obr. 4.14 Tenzometrický snímač síly mezi dvěma deskami uvnitř pinoly

### Piezoelektrické snímače

Piezoelektrické snímače jsou založeny na piezoelektrickém jevu, což znamená vznik elektrického náboje při působení mechanické síly na některé druhy krystalů. Takovým materiálem může být např. monokrystalický křemen nebo titaničitan barnatý. Snímače se mohou dělat s různým natočením krystalu - podélným, příčným a střížným. Při zatížení se deformuje mřížka krystalu a po stranách vznikne kladný či záporný náboj, který se projeví při připojení ploch do elektrického obvodu průchodem elektrického proudu, dokud se náboj nevyrovná. Z tohoto důvodu je obtížné měřit statické zatížení. Pro měření upínací síly na pinole tak nejsou vhodné. Porovnání výhod a nevýhod tohoto snímače je v tab. 4.2. [19], [20], [21], [22]

Tab. 4.2 Porovnání výhod a nevýhod piezoelektrických snímačů

Výhody	Nevýhody
Malé provedené i pro velké síly	Obtížné využití pro statické síly
Vysoká tuhost	Zatížení tahem potřebuje speciální provedení
Přetížitelnost	Speciální elektronika a kabeláž (drahé)
Změnou rozsahu zesilovače lze měřit i malé síly vůči rozsahu	Nízký počet dodavatelů

### Kapacitní snímače

Kapacitní snímač využívá závislost kapacity kondenzátoru na vzdálenosti elektrod nebo na ploše elektrod, která se díky mechanickému namáhání změní. Charakteristika



tohoto snímače je však nelineární a liší se dle použitého dielektrika mezi elektrodami. Pro měření tlaku se používá změna vzdálenosti elektrod.

Tlakové kapacitní snímače se obvykle používají pro měření tlaku tekutiny. V tomto případě by do konstrukce koníku muselo být zavedeno toto medium. Pracovní rozsah kapacitních snímačů se pohybuje od 0 Pa až 70 MPa, dle typu snímače. Přesnost měření snímače může být 0,02–1 %. Porovnání výhod a nevýhod v tabulce 4.3 [20], [23]

Tab. 4.3 Porovnání výhod a nevýhod kapacitních snímačů tlaku

Výhody	Nevýhody
Malé rozměry, jednoduchost	Nutnost kompenzace parazitních vlivů spojovacích kabelů
Různorodost rozsahů	Pro koník nejspíš nutnost tekutinového media
Různé druhy a různé přesnosti	
Nižší cena	

### Optické snímače

Optické snímače jsou založeny na změnách optických vlastností materiálů působením mechanické síly. Pro měření tlaku a mechanického zatížení se převážně používají vláknové optické snímače. Optické snímače se vyznačují vysokou citlivostí, linearitou a odolností proti rušení. Výhody a nevýhody jsou uvedeny opět v tabulce 4.4. [22]

Tab. 4.4 Porovnání výhod a nevýhod optických snímačů síly

Výhody	Nevýhody
Citlivost	Náročná konstrukce
Malá hmotnost	Velmi drahé
Linearita	
Odolnost proti rušení	

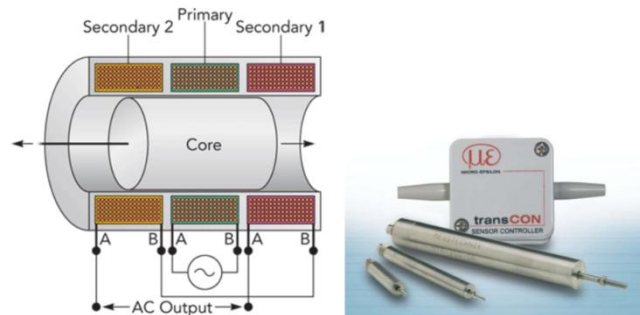




#### 4.4.2 Snímání síly pomocí snímače vzdálenosti a pružin

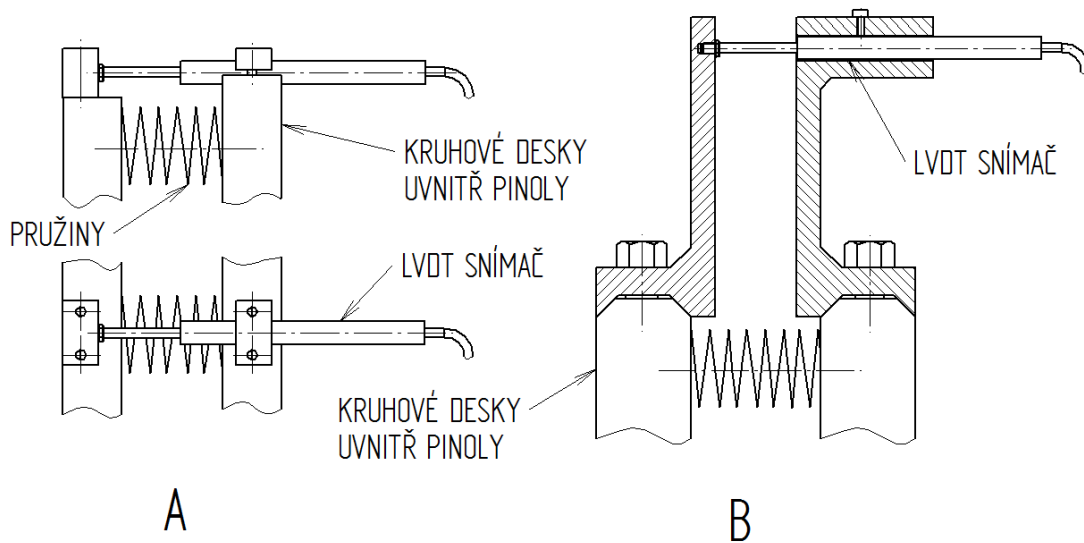
Jiná možností měření upínací síly je snímání vzdálenosti mezi pružinami. Snímačů vzdálenosti existuje velmi mnoho druhů, od indukčních, přes kapacitní až po laserové a optické. Nejlepší poměr cena/výkon poskytují indukční snímače typu LVDT (Linear Variable Differential Transformer). Řez tímto snímačem je zobrazen na obr. 4.15.

Skládá se z pohyblivého jádra a ze tří válcových cívek. Okrajové cívky tvoří sekundární vinutí a prostřední cívka je vyvedena jako primární vinutí. Pohyb tohoto jádra způsobuje změnu magnetického toku, čímž se změní i hodnota indukovaného napětí v obou sekundárních cívkách. [31]



Obr. 4.15 Vlevo řez indukčním snímačem LVDT [30] a vpravo ukázka LVDT snímačů společnosti Micro-epsilon

Varianty připevnění LVDT snímače ke konstrukci jsou schematicky zobrazeny na obrázku 4.16. Ve variantě A je snímač zvenku vložen dovnitř pinoly a přišroubován ke kruhovým deskám, mezi kterými jsou uloženy nástrojové pružiny. Kruhové desky jsou navzájem pojištěny kolíkem proti vzájemnému pootočení. V druhé variantě B je LVDT snímač vyveden mimo pinolu, to umožňuje snadnou montáž a nastavení snímače. Nevýhodou oproti variantě A je problém klopení desek při různé tuhosti pružin, což může zavádět další nepřesnost do měření. Desky musí být přesně obrobené. Cena LVDT snímače oproti tenzometrickým je nižší, v závislosti na přesnosti a rozsahu.



Obr. 4.16 Vlevo varianta uložení LVDT snímače A a vpravo varianta uložení LVDT snímače B

#### 4.4.3 Snímání síly momentem na motoru

Snímat sílu je také možné nepřímo prostřednictvím snímače momentu na motoru, případně na jiné části pohonu, kde je možné zachytit krouticí moment. Problém je ale s trapézovým šroubem, který je samosvorný (viz výpočty, kapitola 6.1.1). Pro odměřování síly na motoru je proto nutné použít kuličkový šroub. Dalším problémem je, že odměřování na motoru také zahrnuje chyby celého převodového ústrojí, které mohou zvýšit nepřesnost snímání síly. Asi největší nevýhodou tohoto způsobu je nutnost neustálého zátěže motoru, pokud má průběžně měřit sílu. Toto řešení je neekonomické, navíc zahříváním motoru by se do konstrukce vnášela další chyba - teplotní. Z těchto důvodů bylo nepřímé odměřování síly na motoru vyhodnoceno jako nevhodné.



## 5 Vlastní řešení

V této kapitole je popsáno vybrané řešení, které nejvíce vyhovuje požadavkům pro elektromechanický koník hrotové brusky BHC. Stejně jako kapitola návrhů je i tato rozčleněna na podkapitoly podle konstrukčních celků koníku. Nejprve je vybrán vhodný pohon pinoly, následuje konečné řešení pinoly a její vnitřní uspořádání. Poté je popsáno konstrukční řešení mechanismu pro korekci kuželovitosti obrobku a vyhodnocení snímačů síly a jejich alternativ. Závěrečná podkapitola obsahuje celkovou sestavu koníku.

### 5.1 Pohon pinoly koníku

Vlastní řešení pohonu bylo vybráno pomocí vícekritériální analýzy, neboť každá z variant představuje výhody i nevýhody a je obtížné přímo určit nejlepší. Jako nejdůležitější kritéria byly zvoleny zástavbové rozměry pohonu, náročnost konstrukce a cena. Dalšími kritérii byly náročnost na údržbu a tepelné ovlivnění konstrukce od pohonu. Jednotlivá kritéria a jejich váha jsou přehledně zapsaná v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 Označení kritérií a jejich váha

Kritéria	Označení kritéria	Váha
<i>Rozměry pohonu</i>	<i>K1</i>	0,3
<i>Náročnost konstrukce</i>	<i>K2</i>	0,3
<i>Cena</i>	<i>K3</i>	0,3
<i>Údržba</i>	<i>K4</i>	0,05
<i>Tepelné ovlivnění konstrukce</i>	<i>K5</i>	0,05

Nízká váha tepelného ovlivnění konstrukce byla zvolena z důvodu toho, že během broušení se bude motor zapínat pouze při dorovnání upínací síly. Jednotlivá kritéria variant byla hodnocena stupnicí od 1 do 5, přičemž 5 je nejhorší (tab. 5.2).



Tab. 5.2 Hodnocení variant podle kritérií od 1 (nejlepší) do 5 (nejhorší)

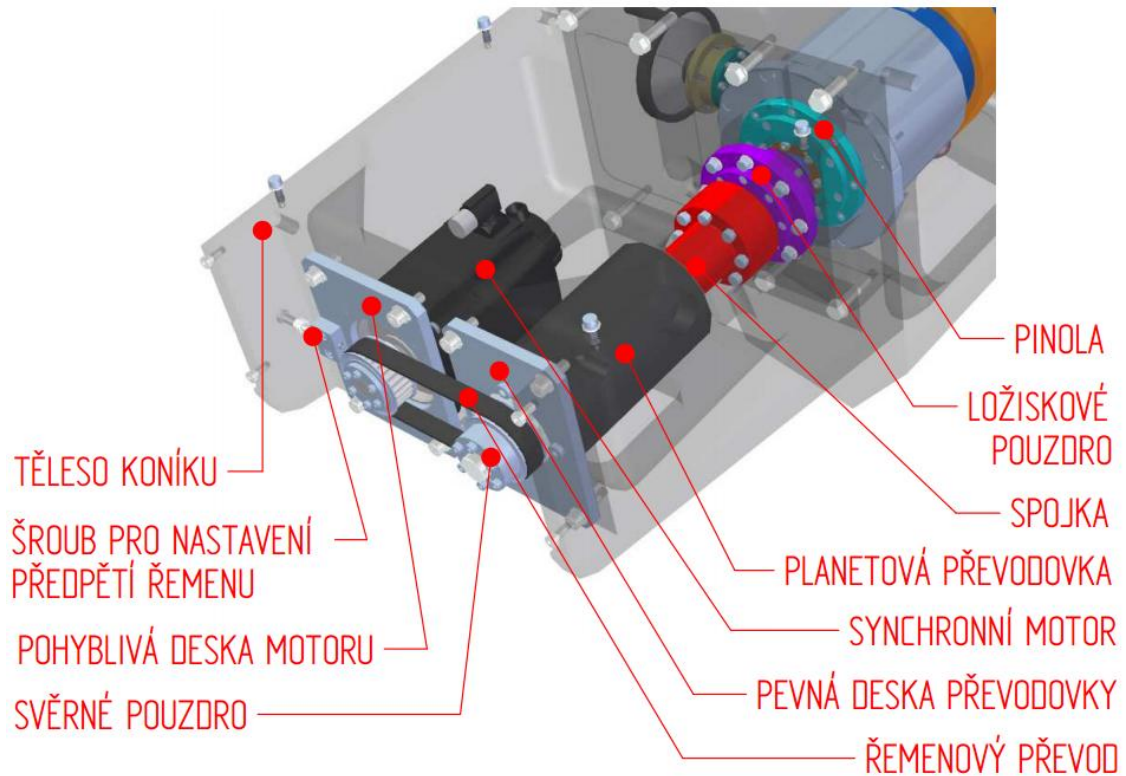
Varianty / kritérium	K1	K2	K3	K4	K5
<i>Planetová úhlová převodovka</i>	4	1	2	1	1
<i>Planetová přímá převodovka</i>	3	1	3	1	1
<i>Planetová přímá převodovka a převod</i>	3	2	1	2	2
<i>Harmonická převodovka</i>	1	2	4	2	1

Pro výsledek je nutné hodnocení variant násobit váhou daného kritéria a sečíst. V tabulce 5.3 jsou uvedeny výsledky hodnocení. Z výsledků vícekritériální analýzy vyplývá výsledná varianta pohonu - planetová přímá převodovka a přidavný převod (výpočty jsou obsažené v elektronické příloze).

Tab. 5.3 Hodnocení variant podle kritérií s váhou a výsledek

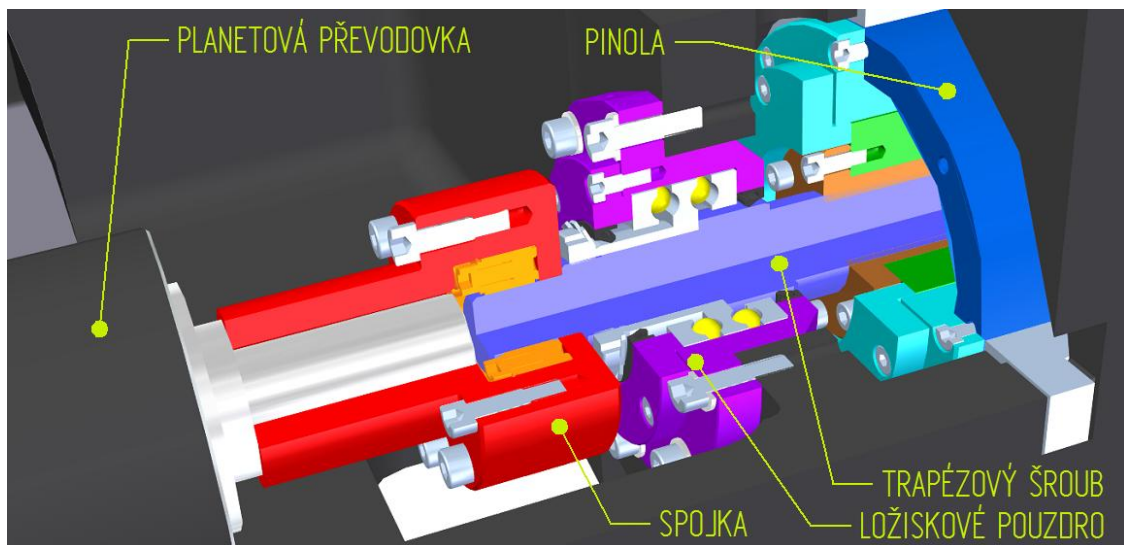
Varianty / kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	Celkem
<i>Planetová úhlová převodovka</i>	1,2	0,3	0,6	0,05	0,05	<b>2,2</b>
<i>Planetová přímá převodovka</i>	0,9	0,3	0,9	0,05	0,05	<b>2,2</b>
<i>Planetová přímá převodovka a převod</i>	0,9	0,6	0,3	0,1	0,1	<b>2</b>
<i>Harmonická převodovka</i>	0,3	0,6	1,2	0,1	0,05	<b>2,25</b>

Výsledný pohon je zobrazen na obr. 5.1. Elektromotor byl vybrán od společnosti Siemens, řada 1FK7 (synchronní elektromotor), kterou společnost FERMAT Machine Tool běžně používá, a planetová převodovka byla zvolena od společnosti Transtecno s převodovým poměrem 92,7 (výpočty k pohonu jsou obsaženy v kapitole 6.1). Výhodou této převodovky je velmi nízká cena (okolo 20 000 Kč) oproti ostatním převodovkám stejných výkonů. Cena je příznivá z důvodu vyšší vůle v převodu, to je však v tomto případě zanedbatelné, vůle se při upínání vymezí. Další výhodou je možnost volby převodovky s výstupní i vstupní hřídelí, což usnadní paralelní spojení převodovky a motoru (planetové převodovky se obvykle dodávají se vstupním otvorem přímo pro hřídel motoru).



Obr. 5.1 Pohled na výslednou sestavu pohonu

Jako převodový člen mezi synchronním motorem a převodovkou byl použit řemenový převod. Oproti původnímu návrhu (ozubený převod) odpadá u řemenového převodu nutnost pravidelného mazání. Převodový poměr řemenového převodu byl navržen 1:1, z důvodu zachování rychlosti vysouvání pinoly při upínání obrobku. Aby řemen mohl být předepnut, motor je uchycen na pohyblivé desce se stavěcím šroubem. Řemenice jsou na hřídel připevněny pomocí svěrných pouzder, která jsou schopná přenášet i velmi vysoké výkony.



Obr. 5.2 Řez spojením planetové převodovky s trapézovým šroubem

Planetová převodovka je spojena s tělesem koníku pevnou deskou. Výstupní hřídel převodovky je spojena s trapézovým šroubem pomocí dvou přírub. Příruba na výstupní hřídeli převodovky je zajištěna perem a druhá příruba je s hřídelí trapézového šroubu připevněná svěrným pouzdrem (obr. 5.2). Tento způsob přenášení momentu byl zvolen tak, aby zástavbová délka pohonu byla co nejkratší. Axiální síla, vznikající od upnutí obrobku, je přenášena do tělesa koníku přes obousměrná axiální ložiska.

### Shrnutí

Pohon pinoly tvoří synchronní motor, paralelně k motoru uložená planetová převodovka a trapézový šroub, který převádí rotační pohyb na lineární. Moment motoru je přenášen na vstupní hřídel převodovky řemenovým převodem 1:1. Upínací síla působící na trapézový šroub se přenáší do tělesa koníku přes axiální ložiska. Specifikace jednotlivých dílů a jejich maximální (= max.) nebo jmenovité (= jmen.) momenty, síly a otáčky jsou popsány v tabulce 5.4. Výpočty k pohonu jsou uvedeny v kapitole 6.1.



Tab. 5.4 Specifikace nakupovaných dílů

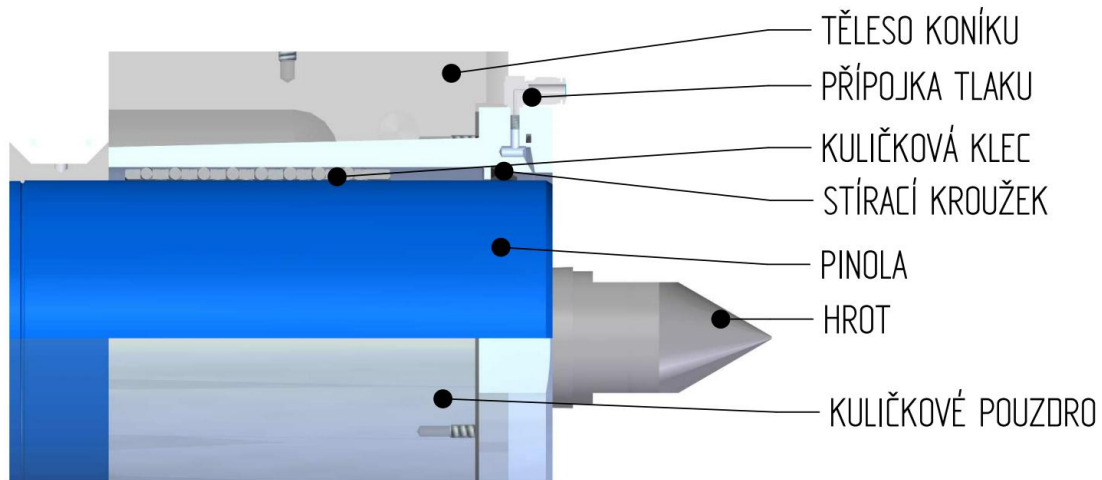
Komponenta	Výrobce	Označení komponenty	Moment/síla	Otáčky [ot·min <sup>-1</sup> ]
Motor	SIEMENS	1FK7060-5AH71 CT	jmen.: 3,7 Nm	jmen.: 4500
Planetová převodovka	TRANSTECNO	PIS120-3-U-92,7-AS255	jmen.: 300 Nm	jmen.: 3000
Ozubená řemenice	CONTITECH	HTD PT28-8M-20	až cca 230 Nm	max.: 6000
Ozubený řemen	CONTITECH	HTD 560-8M-20	až cca 230 Nm	max.: 6000
Svěrné pouzdro - výstupní hřídel motoru	TEA TECHNIK	150-24x28	max.: 68 Nm	-
Svěrné pouzdro - vstupní hřídel převodovky	TEA TECHNIK	250-28x39	max.: 465 Nm	-
Svěrné pouzdro - výstupní hřídel převodovky	TEA TECHNIK	100-28x55	max.: 560 Nm	-
Axiální ložisko	SKF	52209	max.: 39 kN	max.: 3600

## 5.2 Pinola koníku

Pinola koníku je pevná, koná tedy pouze posuvný pohyb (pinola se pouze natáčí z důvodu korekce kuželovitosti obrobku). Průměr pinoly 150 mm, který společnost FERMAT Machine Tool momentálně nabízí, byl z důvodu zachování polohy osy pinoly vůči vřeteníku zachován stejný s hydraulickým koníkem.

### Uložení pinoly

Pinola je uložena v předepnutých kuličkových pouzdrech, tím je vymezena vůle mezi tělesem koníku a pinolou. Vyvrtávaný otvor v koníku by měl být menší než 190 mm, větší rozměry nedovolí tloušťka stěny tělesa koníku. Vnější průměr prodáváných kuličkových pouzder obvykle bývá 210 mm, proto jsou pro uložení pinoly elektromechanického koníku použity stejné kuličkové klece, které jsou vyrobeny speciálně pro uložení pinoly hydraulického koníku brusky BHC (obr. 5.3).



Obr. 5.3 Řez předním kuličkovým pouzdem

Při broušení dopadají na pinolu jemné třísky a nečistoty, které v případě kontaktu s kuličkami v pouzdru mohou výrazně snížit životnost kuličkových pouzder. Pro ochranu kuličkových pouzder pinoly byl použit stírací kroužek a ofukování přední části pinoly. Ofukování je provedeno pomocí přidavné příruby, ve které je vyrobena drážka s mírným zkosením směrem ven od pinoly. Příruba je utěsněna O-kroužkem a vzduch je přiveden navrtaným otvorem v kuličkovém pouzdru, do kterého je přišroubovaná přípojka (obr. 5.4).

Vůle mezi tělesem koníku a kuličkovými pouzdry je vymezena pomocí kuželového uložení. Pro snadnou demontáž jsou pouzdra opatřena odtlačovacími šrouby.

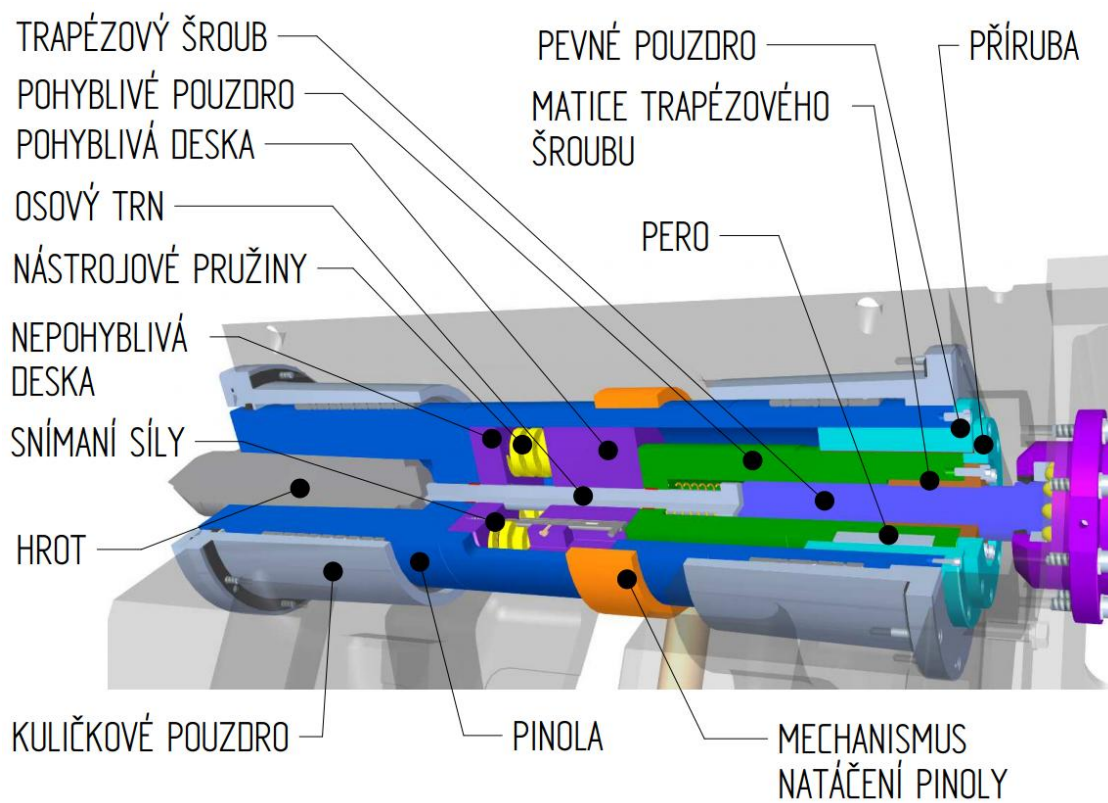


Obr. 5.4 Detail připojení vzduchu do drážky

### Pinola

Vnitřní prostor samotné pinoly je využit pro uložení trapézového šroubu, vyrážecí osový trn, přesné nástrojové pružiny, které slouží nejen pro potlačení rázu vznikajícího při upínání, ale zároveň jako deformační člen pro měření síly (měření síly je popsáno v následující kapitole 5.4), a také je zde uložen LVDT snímač.





Obr. 5.5 Pohled na vnitřní uspořádání pinoly

Uspořádání pinoly je zobrazeno na obr. 5.5. V axiálním směru se nachází přímo v kontaktu s pinolou nepohyblivá deska, v níž jsou vloženy čtyři nástrojové pružiny s vnějším průměrem 40 mm. Pružiny svírá druhá deska, která je pohyblivá a umožňuje tak deformovat pružiny v axiálním směru. Desky jsou vůči sobě pojištěny kolíky proti pootočení. Dále na pohyblivé desce je připevněn LVDT snímač, který měří deformaci pružin. Pohyblivá deska je uzavřena pouzdrem, do kterého je připevněna matice trapézového šroubu. Toto pohyblivé pouzdro je tvarově spojeno s pevným pouzdrem pomocí pera, aby nedocházelo k protáčení pohyblivého pouzdra při pohybu trapézového šroubu. Pevné pouzdro je přišroubované k pinole, pro snadnější montáž a jednodušší výrobu pinoly. Uprostřed desek a pouzdra je umístěn osový trn, který zajišťuje vyražení hrotu po skončení broušení, do původní polohy se vrací pomocí



pružiny. Pohyblivé pouzdro, osový trn a kolíky mezi pružinami jsou z důvodu obtížné přístupnosti opatřeny samomaznými kluznými pouzdry s kompozitem.

Celý proces upínání a vyražení hrotu probíhá následovně: Koník je manuálně přistaven k obrobku s maximální vzdáleností od obrobku 80 mm. Poté se pinola vysouvá rotací trapézového šroubu, který je uložen v axiálním ložisku. Jakmile je hrot v kontaktu s obrobkem, začnou se deformovat pružiny na požadovanou sílu. Po skončení broušení, pokud je potřeba, je možné vyrazit hrot pomocí osového trnu. Pinola zajíždí do záporné polohy, tím se trapézový šroub dotkne konce osového trnu a tlačí ho před sebou, dokud pinola nedosáhne maximální záporné polohy. Přitom dojde ke kontaktu s hrotem a následně k jeho vyražení. Je potřeba dávat pozor na provedení hrotu, zdvih osového trnu je 15 mm. Místo vyrážení hrotu osovým trnem je možné použít speciální hroty s maticí, která hrot odtrhne z kužele. Nepřesáhnutí poloh a zabránění nárazu pinoly do tělesa koníku zajišťují mechanické bezpečnostní koncové snímače.

### **Shrnutí**

Pinola koníku s průměrem 150 mm je uložena v kuličkových klecích společnosti FERMAT Machine Tool a je navržena jako pevná. Pohyb pinoly vytváří trapézový šroub uložený v axiálním ložisku. Ochranu proti rázům, vznikajícím při upínání, tvoří čtyři pružiny (tuhost jedné pružiny =  $628 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ ) vložené mezi desky, což zároveň slouží i jako odměřování upínací síly. Vyražení hrotu je možné dvěma způsoby: buď pohybem pinoly do záporné polohy nebo speciální maticí na hrotu. Maximální polohy pinoly (+80 mm a -15 mm od počáteční polohy) jsou opatřené mechanickými bezpečnostními koncovými snímači. Specifikace nakupovaných dílů je uvedena v tabulce 5.5.

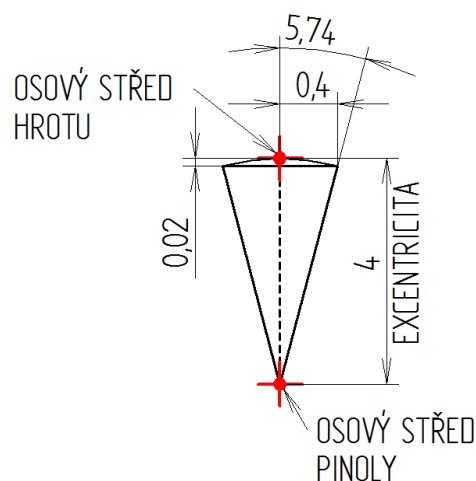


Tab. 5.5 Specifikace nakupovaných dílů pro pinolu

Komponenta	Výrobce	Označení komponenty
LVDT snímač vzdálenosti	MICRO-EPSILON	DTA-10D-CA
Bezpečnostní koncové snímače	BALLUFF	BNS 813-100-D-39 (BNS040F)
Nástrojové pružiny	HENNLICH	CXF 40x51
Přípojka tlakového vzduchu	FESTO	QSLV-M5-6
Zpětná pružina osového trnu	VANEL	C.300.150.0400.A.0

### 5.3 Korekce kuželovitosti obrobku

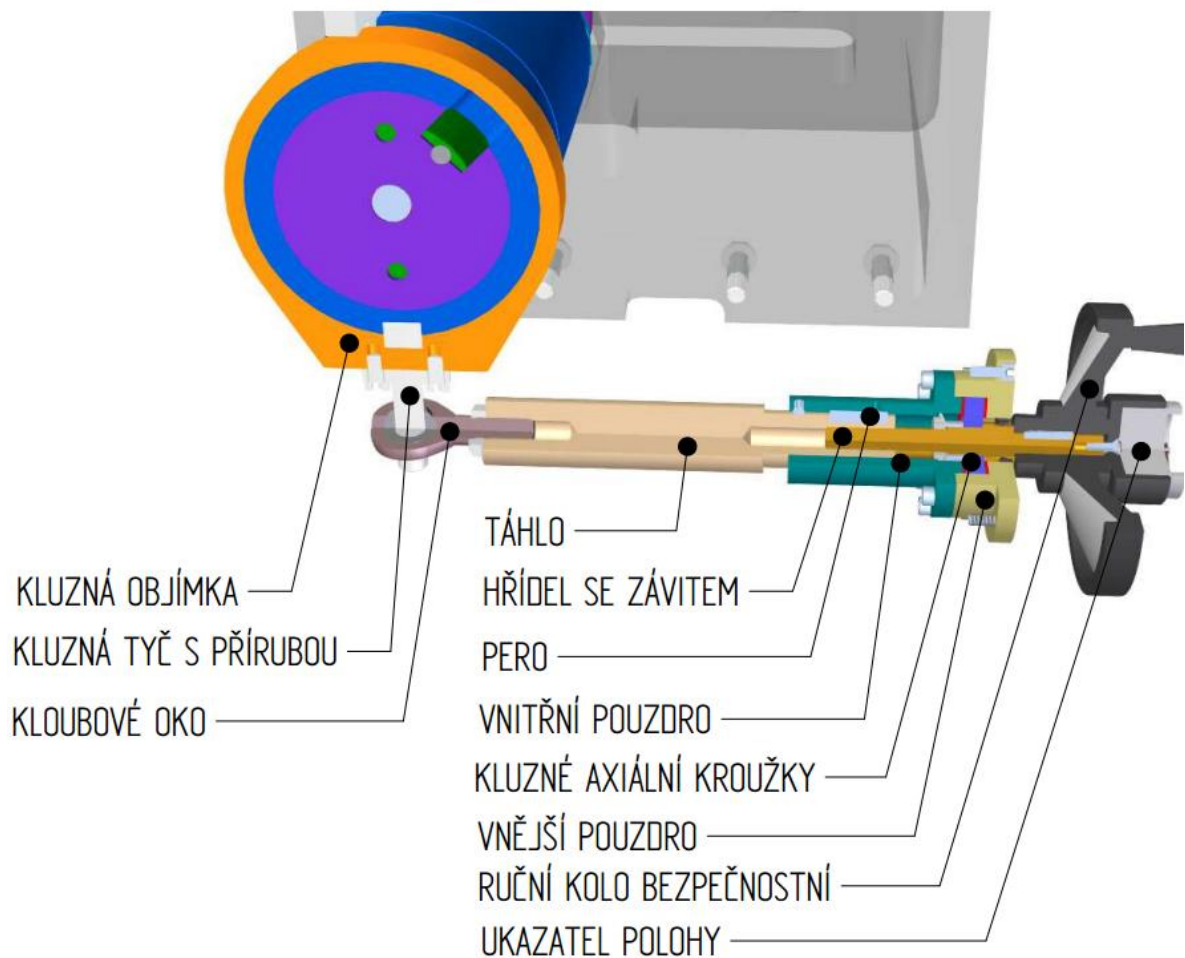
Korekce kuželovitosti obrobku (vyosení hrotu pinoly ve vodorovném směru - osa X o  $\pm 0,4$  mm) byla navržena excentrickým uložením hrotu v pinole. Dá se říct, že tento způsob je přímo určený pro takto malé vyosení hrotu - je konstrukčně jednoduchý, těleso koníku je jednoduší, oproti dělenému tělesu koníku se nesnižuje tuhost celého koníku. Excentricky uložený hrot se při natáčení pinoly pohybuje po kružnici, dochází proto k drobné radiální nepřesnosti,



Obr. 5.6 Nepřesnost vyosení pinoly v mm

kteřou však zadavatel toleruje, na přesnost broušení nemá vliv. [42] Velikost úhlu pootočení a radiální nepřesnosti lze jednoduše spočítat pomocí trigonometrie, nebo přímo nakreslit v 2D programu a změřit (obr. 5.6, výpočet je obsažen v elektronické příloze).

Mechanismus natáčení pinoly je zobrazen na obrázku 5.7. Pinola je uložena v kuličkových pouzdrech, proto s ní lze snadno otáčet. Zároveň však musí být pojištěna proti otočení, aby bylo možné pinolu vysunout trapézovým šroubem uloženým v ložisku. Tento požadavek je vyřešen kluznou objímkou na pinole pojištěnou perem. Pero je přišroubované k objímce, na pinole je tak vyhotovená drážka, aby se mohla pohybovat a zároveň se neprotáčela.



Obr. 5.7 Mechanismus natáčení pinoly (korekce kuželovitosti obrobku)

Otáčení kluznou objímkou je realizováno kloubovým okem s vnějším závitem a průměrem 16 mm. Kloubové oko je spojeno s táhlem, které umožňuje přímočarý vodorovný pohyb. Táhlo je neotočné, aby nedošlo k uvolnění kloubového oka. Vysouvá se z vnitřního pouzdra (uvnitř koníku) a je aretováno podobně jako kluzná objímka pomocí pera. Maximální polohy jsou vymezeny stavěcím šroubem a rozdílným průměrem táhla. Hřídel se závitem umožňuje přímočarý pohyb táhla, tato hřídel je uložena v axiálních kluzných kroužcích s kompozitem, mezi nimiž je vložena deska, funkce je stejná jako u axiálního oboustranného ložiska. Na konec hřídele je připevněno ruční kolo v bezpečnostním provedení, aby nemohlo dojít k náhodnému pootočení hřídele (pro otáčení je nutné ho zatlačit směrem ke koníku). Na toto kolo je



namontován kyvadlový ukazatel polohy s převodem (je využita gravitační síla, stupnice je stále ve stejné poloze a ručičky se otáčí). Podle otáček kola je možné hrubě odměřovat polohu hrotu.

Kloubové oko je alternativa k původní variantě předepnutého kulového konce mezi dvěma deskami. Vnitřní vůle kloubového oka jsou však v porovnání s celkovým zdvihem táhla zanedbatelné. Např. výrobce SKF uvádí při materiálovém složení ocel/bronz pro průměr 16 mm vnitřní vůli 35  $\mu\text{m}$ .

Zdvih táhla se dá opět snadno vypočítat pomocí trigonometrických vzorců (výpočty obsaženy v elektronické příloze), je to vlastně sečna oblouku se středem v ose pinoly, při rozsahu 0,8 mm ( $\pm 0,4$  mm) a průměru oblouku 260 mm je délka této sečny (zdvihu táhla) 26 mm. Závit na hřídeli je Tr16x2, z čehož vyplývá, že pro nastavení z polohy -0,4 mm do polohy +0,4 mm je potřeba udělat 13 otáček ručním ovládacím kolem. Z toho vyplývá zvolený převod pro ukazatel polohy. V případě objednání jednoho kusu je to převod 20, pokud by se objednávalo více kusů, je možné zvolit, pro větší využití stupnice, převod 15.

## Shrnutí

Korekce kuželovitosti obrobku byla navržena excentrickým umístěním hrotu (excentricita 4 mm) a natáčením pinoly. Pinola se natáčí pomocí vysouvacího táhla, na jehož konci je přišroubované kloubové oko umožňující radiální i úhlový posuv (kyvný úhel 14°). Vysouvání táhla je provedeno otáčením závitové hřídele, uložené v kluzných axiálních kroužcích. Pohodlné otáčení závitovou hřídelí zajišťuje ruční bezpečnostní kolo. Aktuální polohu hrotu ukazuje kyvadlový ukazatel polohy. Specifikace nakupovaných dílů je uvedena v tabulce 5.6.

Tab. 5.6 Specifikace nakupovaných dílů pro korekci kuželovitosti obrobku

Komponenta	Výrobce	Označení komponenty
Kloubové oko	TEA TECHNIK	POS 16R
Kluzný axiální kroužek	SKF	PCMW 325401 5M
Ruční kolo bezpečnostní	ELESA+GANTER	VD 150 FP-I-ST14
Ukazatel polohy	ELESA+GANTER	GA11-0020-D



## 5.4 Snímání síly

Snímat upínací sílu je možné mnoha způsoby: použití tenzometrického snímače síly, odměřování deformace pružného elementu nebo snímáním momentu na motoru. Ačkoliv se zdá nejlepší použít buď přímo snímání síly uvnitř pinoly nebo nepřímo odměřovat moment na motoru, má to své úskalí. Řešení se snímáním momentu na motoru bylo již vyloučeno v návrzích snímání síly (kapitola 4.4.3)

Nejlepší možností, co se přesnosti týče, je odměřování přímo na pinole pomocí tenzometrického snímače síly. Při výběru tohoto snímače se vyskytlo hned několik problémů. Aby snímač síly správně vyhodnocoval, musí být umístěn v ose pinoly (v ose působící síly). Tím ale už není možné použít osový trn k vyražení hrotu, musí být použita stahovací matice. Pro zachování osového trnu by se dal použít snímač ve tvaru prstence, který je uvnitř dutý. Většina snímačů má ale společnou konstrukční nevýhodu - příliš velký průměr snímače. Snímače pro snímání síly pro 30 kN většinou mívají průměr okolo 100 až 150 mm, přičemž vnější průměr pinoly je 150 mm. Vyrábí se i snímače s menším průměrem (např. od společnosti GTM, série UB: průměr 38 mm, přesnost 0,2%, [35]), ale nelze už použít k vyražení hrotu osový trn.

Snímání síly jako odměřování vzdálenosti deformace pružin, které jsou vloženy dovnitř pinoly, je výhodné svou možností snímat vzdálenost i mimo osu pinoly (mimo osu působící síly) bez velkého ovlivnění (oproti tenzometrům). Přesné nástrojové pružiny jsou předepnuty, aby se vymezily případné výrobní nepřesnosti. Důvodů, proč zvítězilo toto řešení, je několik. Prvním důvodem použití LVDT snímače je nižší cena než u tenzometrů, linearita tohoto snímače je 0,15%. Dalším důvodem je, jak už bylo zmíněno, možnost snímání i mimo osu působící síly. Třetím důvodem pro toto řešení je kladná zkušenost zadavatele (FERMAT Machine Tool) s tímto typem snímání síly. Rozbor snímače a nepřesnosti výroby je uveden v následujících tabulkách a vztazích:



Tab. 5.7 Parametry použitých nástrojových pružin

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Tuhost jedné pružiny (dle katalogu)	$k_p$	628	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
Maximální stlačení pružin	$f_{bl}$	16	$[\text{mm}]$
Počet pružin	$p_p$	4	$[-]$

Z parametrů pružin byla vypočtena síla  $F_{prmax}$ , kdy dojde k maximálnímu stlačení o 16 mm (vzorec 5.3.1) a stlačení pružin  $f_{bl30}$  při působení maximální upínací síly 30 kN (vzorec 5.3.2).

$$F_{prmax} = k_p \cdot f_{bl} \cdot p_p = 40\,192 \text{ N} \quad (5.3.1)$$

$$f_{bl30} = \frac{30\,000}{f_{bl} \cdot p_p} \doteq 12 \text{ mm} \quad (5.3.2)$$

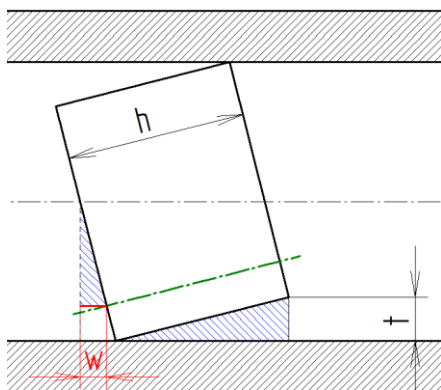
Pro snímání 12 mm byl navrhnut snímač s rozsahem  $\pm 10$  mm a linearitou 0,15 % rozsahu. Pro celkovou nepřesnost je nutné k linearitě přičíst případné výrobní vůle.

Tab. 5.8 Parametry snímače a uložení v pinole

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozsah snímače	$R_s$	10	$[\text{mm}]$
Linearita snímače	$i_s$	0,15	$[\%]$
Vůle (tolerance H6/h5)	$t$	0,037	$[\text{mm}]$
Vzdálenost snímače od osy pinoly	$l_{sp}$	38	$[\text{mm}]$
Délka desky	$h$	72	$[\text{mm}]$

Podle zadaných parametrů byla přepočtena nepřesnost snímání vzdálenosti na sílu:

$$i_{Fs} = \frac{R_s \cdot i_s}{100} \cdot 4 \cdot k_p = 37,68 \text{ N} \quad (5.3.3)$$

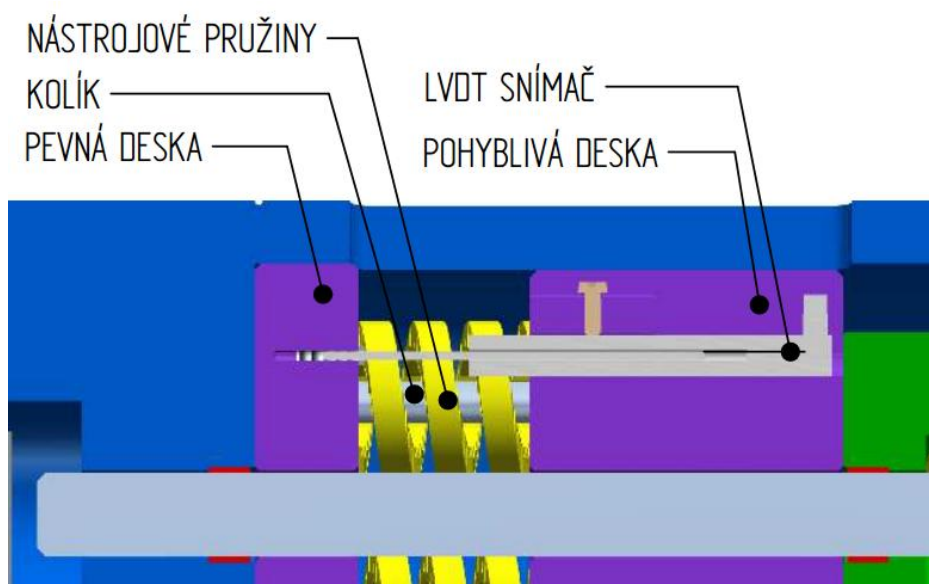


Obr. 5.8 Klopení pohyblivé desky

Snímač vzdálenosti je uchycen na pohyblivé široké desce. Z důvodu výrobních tolerancí a nepřesnosti výroby pružin může dojít k přičení léto desky a vznikat tak nepřesnost na snímači (obr. 5.8). Pomocí podobnosti trojúhelníků lze jednoduše vyjádřit vztah pro výpočet této nepřesnosti  $w$ .

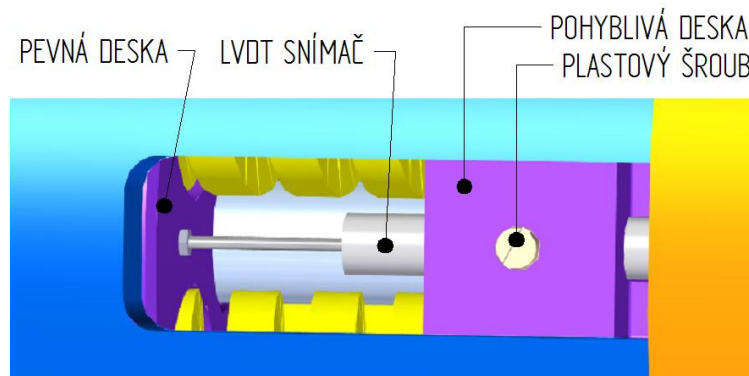
$$w = \frac{t \cdot l_{sp}}{h} \cdot 4 \cdot k_p \doteq 49,1 \text{ N} \quad (5.3.4)$$

Výsledná hodnota nepřesahuje zadanou nepřesnost 100 N, splňuje tak zadání. Pružiny jsou pojištěny proti otočení přesným kolíkem (obr. 5.9 a 5.10) Snímač vzdálenosti musí být před používáním kalibrován a případně vykompenzovány nelinearity vzniklé při výrobě a montáži pružin.



Obr. 5.9 Uložení LVDT snímače uvnitř pinoly





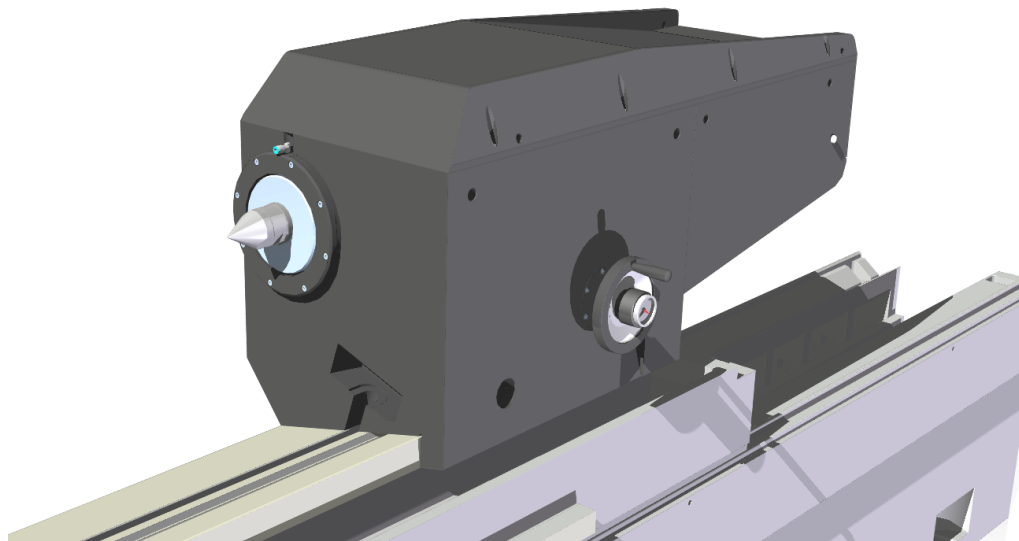
Obr. 5.10 Pohled na uložení snímače uvnitř pinoly

### Shrnutí

Jako vhodné snímání upínací síly pinoly byl navržen LVDT snímač, který odměřuje vzdálenost deformace mezi pružinami. Tuhost jedné pružiny je  $628 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ , pokud budou zatíženy silou 30 kN, jejich deformace bude 12 mm (maximální deformace, ke které nesmí dojít, je 16 mm při síle 40 kN). Rozsah LVDT snímače je  $\pm 10 \text{ mm}$  a chyba linearity v obou směrech 0,15 %, což je v přepočtu nepřesnost 37,68 N. Další nepřesnost vzniká možným klopením desky, na který je snímač uchycen. Tato nepřesnost vychází v přepočtu na sílu 49,1 N. Celková nepřesnost snímání síly je tedy 86,78 N, což splňuje zadání.

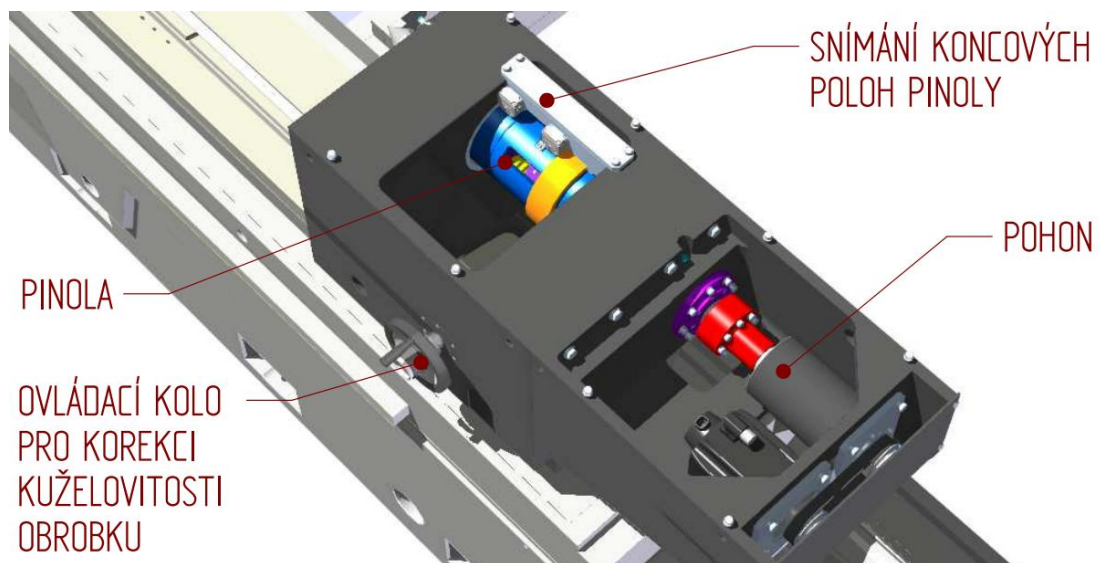
### 5.5 Celkové konstrukční řešení

Pohled na celkovou sestavu koníku je na obrázku 5.11. Těleso koníku se skládá ze dvou k sobě přišroubovaných odlitků, jeden pro uložení pinoly a druhý pro pohon. Horní víko nenesé žádné komponenty, tvoří ho svařenec plechu přišroubovaný k tělesu koníku. Odlitky i svařenec mají v sobě připravené závity pro uchycení šroubu s okem nebo pro uchycení jiných šroubů pro lehčí manipulaci.



Obr. 5.11 Pohled na celkovou sestavu koníku

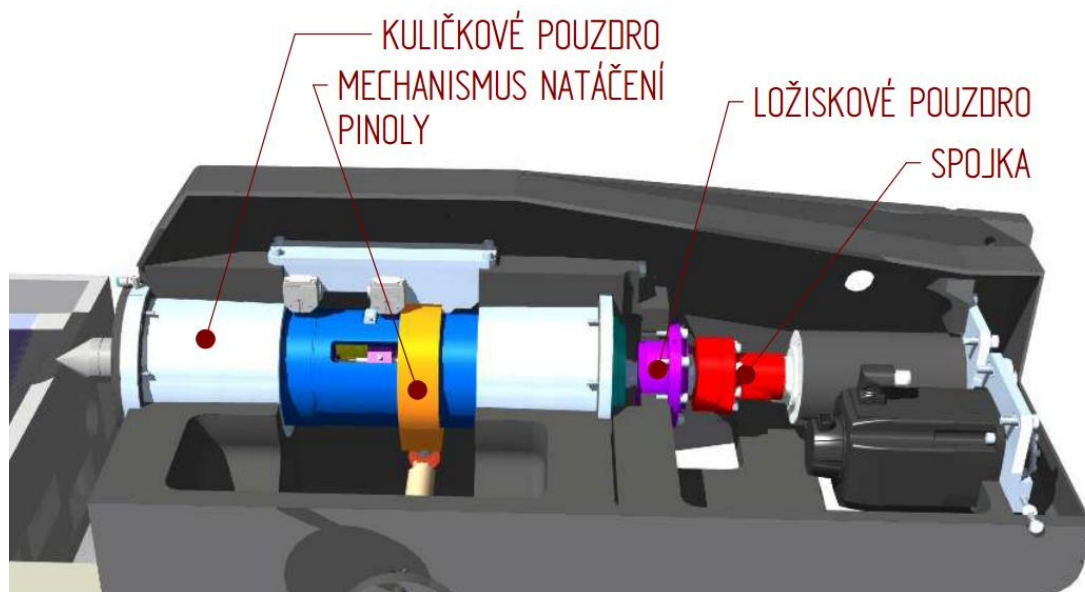
V dalším pohledu (obr. 5.12) je sejmuto víko koníku. Z tohoto pohledu je patrné napojení pohonu na pinolu spolu s uložením těchto sestav do dvou odlitků, které tvoří těleso koníku. V tělesu koníku je vyvrtán otvor pro mazání trapézového šroubu, který je jinak těžko dostupný. Pro doplňování maziva ostatních součástí koníku, jako např. ložisek a kluzných ploch, jsou v pouzdrech připraveny otvory se závitem pro mazací hlavu a v případě velmi špatné dostupnosti jsou kluzné plochy opatřeny samomaznými pouzdry s kompozitem.



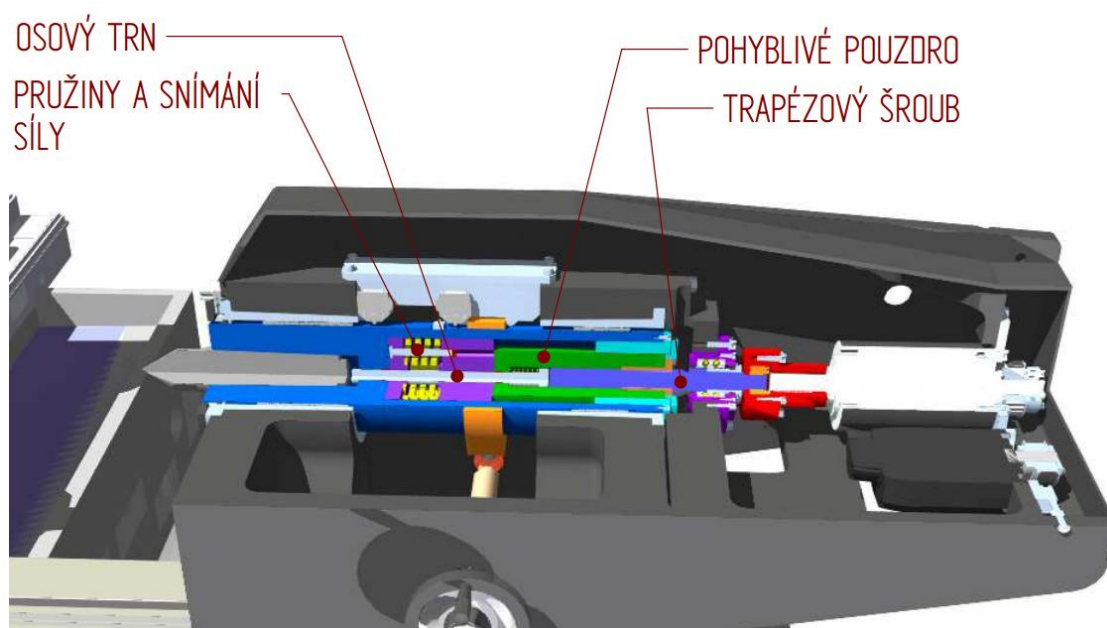
Obr. 5.12 Pohled pod víko koníku



Další pohledy (obr. 5.13 a obr. 5.14) obsahují dva pravoúhlé řezy koníku se středem v ose pinoly, jsou zde vidět všechny důležité části pinoly a pohonu. Viditelné jsou také velké montážní otvory v odlitku s pohonem a otvor pro kabely, které povedou podél koníku.



Obr. 5.13 Pravoúhlý řez odlitky



Obr. 5.14 Pravoúhlý řez celou sestavou koníku



## 6 Návrhové a pevnostní výpočty

Tato kapitola obsahuje důležité výpočty pro návrh všech součástí koníku. Nejprve byly provedeny návrhové výpočty pro pohon, od čehož se poté odvíjelo uložení ložisek a použitá spojka tak, aby byly rozměry co nejkratší. Následovaly kontroly, z čehož nejdůležitější je kontrola šroubů, které drží celý koník v T-drážce. Nakonec byla provedena MKP analýza, kde byly zjištěny vlastní frekvence částí koníku a deformace pinoly při zatížení.

### 6.1 Návrh pohonu

Návrh pohonu obsahuje nejprve výpočet a kontrolu trapézového šroubu, poté byla navržena převodovka s motorem a řemenový převod. Na závěr je uvedena kontrola axiálního ložiska.

#### 6.1.1 Trapézový šroub

Trapézový šroub slouží jako pohon vysouvání pinoly, je navržen na maximální axiální sílu 30 kN. Materiálem závitové dvojice jsou ocel (12 020) a bronz. V tabulce 6.1 jsou uvedeny hodnoty potřebné pro výpočet minimálního středního průměru závitu.

Tab. 6.1 Hodnoty pro výpočet minimálního středního průměru závitu  $d_2$  [33]

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolený tlak v závitu	$p_D$	10	[MPa]
Součinitel pracovní výšky závitu	$\psi_H$	0,5	[-]
Součinitel výšky matice	$\psi_h$	2	[-]
Součinitel tření	$f$	0,07	[-]
Upínací (axiální) síla	$F_u$	30000	[N]

Minimální střední průměr závitu  $d_2$  je možné získat z výpočtu pro střední tlak v závitech. [33]



$$d_2 = \sqrt{\frac{F_u}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{30000}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 10}} \doteq 30,9 \text{ mm} \quad (6.1.1)$$

Dle výpočtu 6.1.1 byl zvolen dvouchodý trapézový závit Tr36x6(P2). Dva chody bylo nutné použít z důvodu rychlosti vysouvání pinoly, neboť v případě použití jednochodého závitu by pinola při upínání dosahovala příliš nízké rychlosti. Další potřebné veličiny jsou vyjádřeny v tabulce 6.2.

Tab. 6.2 Hodnoty pro další výpočty trapézového šroubu [33]

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední průměr závitu	$d_2$	33	[mm]
Počet chodů závitu	$i$	2	[-]
Rozteč závitu	$P$	6	[mm]
Úhel závitového profilu	$\beta$	15	[°]
Malý průměr závitu	$d_3$	29	[mm]
Mez kluzu (materiál 12 060)	$\sigma_{kt}$	345	[MPa]
Délka šroubu	$l$	110	[mm]

Nejprve byly spočítány parametry závitu: úhel stoupání závitu  $\gamma$ , úhel závitového profilu  $\beta_n$  a třecí úhel v závitu  $\varphi'$ . S pomocí těchto úhlů je možné také určit, zda je šroub samosvorný či nikoliv, což vyplývá z porovnání hodnot třecího úhlu v závitu a úhlu stoupání (nerovnice 6.1.3), šroub je samosvorný. Úplné výpočty jsou obsaženy v elektronické příloze.

$$\gamma = \arctg\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) \doteq 6,60^\circ \quad \beta_n = tg\beta \cdot \cos\gamma \doteq 14,90^\circ \quad \varphi' \quad (6.1.2)$$

$$= \arctg\left(\frac{f}{\beta_n}\right) \doteq 15,06^\circ$$

$$\varphi' = 15,06^\circ > \gamma = 6,60^\circ \quad (6.1.3)$$

Krouticí moment trapézového šroubu (moment pro udržení upínací axiální síly 30 kN) byl vypočten z následujícího vzorce:



$$M_k = F_u \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 30 \cdot \frac{33}{2} \cdot \operatorname{tg}(6,6 + 15,06) \doteq 285,4 \text{ Nm} \quad (6.1.4)$$

Pro ověření správnosti návrhu byla provedena pevnostní kontrola tah a tlak. Redukované napětí v jádře šroubu  $\sigma_{red}$  bylo vypočteno dle metody HMM s pomocí tahového napětí v jádře šroubu  $\sigma_T$  a smykového napětí  $\tau$ . Další nutné veličiny jsou plocha malého průměru závitů  $S_3$  a průřezový modul v krutu  $W_{k3}$ .

$$\begin{aligned} \sigma_T = \frac{F_u}{S_3} &\doteq 45,42 \text{ MPa} & \tau = \frac{M_k}{W_{k3}} &\doteq 59,6 \text{ MPa} & \sigma_{red} \\ & & & & = \sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau^2} &\doteq 127,55 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.1.5)$$

Součinitel bezpečnosti v rovnici 6.1.6 je větší než minimální hodnota  $k_{mint}$ , návrh vyhovuje zadání.

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_T} = \frac{345}{127,55} \doteq 2,7 > k_{mint} = 2 \quad (6.1.6)$$

Kontrolu na vzpěr není potřeba provádět, jelikož štíhlost šroubu  $\lambda$  je menší než 40, což je oblast, kde se hodnota meze kluzu nemění.

$$\lambda = \frac{4 \cdot l}{d_3} = \frac{4 \cdot 110}{29} \doteq 15,2 < 40 \quad (6.1.7)$$

Minimální délka závitů matice vychází ze součinitele výšky matice a rozteče závitů. Pro tento šroub vychází (s určenými parametry) minimální počet závitů 11, minimální výška závitů matice je proto 66 mm. [33], [39]



### 6.1.2 Převodovka a motor

Při návrhu převodovky a motoru je nutné myslet na více parametrů - převodový poměr, rychlost vysouvání pinoly (aby nebyla příliš nízká) a moment redukovaný na hřídel motoru. Všechny parametry jsou na sobě závislé. Dalším měřítkem je také cena jednotlivých komponent. Odměřování upínací síly probíhá na pinole před převodovými mechanismy, není proto potřeba, aby převodovka byla přesná, což má velký vliv právě na cenu.

Nejprve byl stanoven potřebný moment pro udržení síly, vztažený na výstupní hřídel planetové převodovky (rovnice 6.1.7). S touto hodnotou bylo nakládáno jako jmenovitý moment planetové převodovky. Ekvivalentní moment nelze snadno určit, protože není známo, jak často a o jakou hodnotu se bude měnit upínací síla během broušení. Závisí to na mnoha parametrech, např. na přesnosti odměřování - jak široké bude pásmo, na které nebude motor reagovat (aby se motor nezapínal a nereguloval sílu při nepatrné změně o velikosti např. 2 N), na broušeném materiálu i brusném kotouči, řezných rychlostech, chlazení, atd.

Jmenovitý moment na výstupní hřídeli převodovky  $M_{kp}$  je závislý na účinnosti uložení šroubu ( $\eta_s = 0,98$ ) a na tření kluzného vedení uvnitř pinoly, které je velmi malé (vzniklá třecí síla je cca 600 N, což znamená účinnost  $\eta_t$  asi 0,98, viz elektronická příloha s výpočty):

$$M_{kp} = \frac{M_k}{\eta_s \cdot \eta_t} = \frac{285,4}{0,98 \cdot 0,98} \doteq 297,4 \text{ Nm} \quad (6.1.8)$$

Nejlépe, jak výkonově, tak cenově, tomuto výsledku odpovídá planetová převodovka od společnosti Transtecno PIS120-3-U-92,7-AS255, zásluhou své příznivé ceny, a synchronní motor od společnosti Siemens 1FK7060-5AH71 CT, který odpovídá požadavkům na vysoké otáčky a zároveň vhodný krouticí moment pro přerušovaný chod motoru. Výpočty jsou uvedeny v následujících odstavcích.



Tab. 6.3 Účinnosti jednotlivých částí pohonu a převodový poměr převodovky [2]

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Účinnost převodovky	$\eta_p$	0,7	[-]
Účinnost uložení šroubu	$\eta_s$	0,98	[-]
Účinnost řemenového převodu	$\eta_r$	0,98	[-]
Účinnost kluzného vedení	$\eta_t$	0,98	[-]
Převodový poměr převodovky	$i_p$	92,7	[-]

Redukovaný krouticí moment pro udržení upínací síly, vztažený na motor, je vypočten dle následujícího vztahu:

$$M_{km} = \frac{M_k}{\eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_t \cdot i_p} = \frac{285,4}{0,98 \cdot 0,7 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 92,7} \doteq 4,68 \text{ Nm} \quad (6.1.9)$$

Účinnost valivého vedení pinoly lze zanedbat, protože pinola se vysouvá pouze při nezátíženém stavu. Parametry jednotlivých částí pohonu jsou uvedeny v tab. 6.4.

Tab. 6.4 Parametry komponent pohonu

Komponenta	Výrobce	Označení komponenty	Moment jmen./max. [Nm]	Otáčky [ot·min <sup>-1</sup> ]
Motor	SIEMENS	1FK7060-5AH71 CT	3,7/18	jmen. 4500 mech. 7200
Planetová převodovka	TRANSTECNO	PIS120-3-U-92,7-AS255	300/384	jmen. 3000
Ozubená řemenice	CONTITECH	HTD PT28-8M-20	cca 230 Nm	max. 6000
Ozubený řemen	CONTITECH	HTD 560-8M-20	cca 230 Nm	max. 6000

Maximální krouticí moment na motoru není tak odlišný od jmenovitého, regulace upínací síly bude velmi jemná a rozběh motoru pozvolný. Požadavek na přesnost regulace je 100 N, což v přepočtu na deformaci pružin je 40 μm. Pro kontrolu je uveden výpočet maximálního momentu pomocí momentů setrvačnosti jednotlivých částí.





Tab. 6.5 Parametry pro výpočet maximálního krouticího momentu na motoru

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
rychlost regulace	$v_r$	0,04	[mm·s <sup>-1</sup> ]
Pohybové hmoty (pinola)	$m_p$	72	[kg]
Moment setrvačnosti motoru	$J_m$	0,00102	[kg·m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti řemenice	$J_{\dot{r}}$	0,0007	[kg·m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti spojky	$J_s$	0,003	[kg·m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti převodovky	$J_p$	0,005	[kg·m <sup>2</sup> ]
Moment setrvačnosti šroubu	$J_{\dot{s}}$	0,0002	[kg·m <sup>2</sup> ]

Maximální moment je vypočítán pomocí setrvačného momentu, redukovaného na hřídel motoru  $J_{mred}$ . Tento setrvačný moment vychází ze zákona zachování energie:

$$\frac{1}{2} \cdot m_p \cdot v_r^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{hm} \cdot \omega_{\dot{s}}^2 \quad (6.1.10)$$

Setrvačný moment pohyblivých hmot (pinola)  $J_{hm}$  je poté vložen do celkového součtu redukovaného setrvačného momentu na hřídeli motoru.

$$\omega_{\dot{s}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_r}{i \cdot P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,04}{2 \cdot 6} \doteq 0,02 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.1.11)$$

$$J_{hm} = m_p \cdot \left( \frac{v_r}{\omega_{\dot{s}}} \right)^2 \quad (6.1.12)$$

$$J_{mred} = J_m + 2 \cdot J_{\dot{r}} + \frac{J_p + J_s + J_{\dot{s}} + J_{hm}}{i_p} \doteq 0,007 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6.1.13)$$

Úhlové zrychlení trapézového šroubu  $\alpha_r$  je zde rovno 0,02 rad·s<sup>-2</sup>. Celkový maximální krouticí moment  $M_{kmax}$  při rozběhu je pak vyjádřen následovně:

$$M_{kmax} = \alpha_r \cdot J_{mred} + M_{km} \doteq 4,59 \text{ Nm} \quad [40] \quad (6.1.14)$$

Chování pohonu (rychlost regulace, úhlové zrychlení) lze libovolně nastavit, musí se však dbát na maximální momenty motoru a převodovky. Jako maximální moment na výstupu převodovky je uveden 384 Nm při otáčkách 1400 ot·min<sup>-1</sup>, z čehož vychází maximální hodnota na hřídeli motoru cca 6 Nm. Krouticí moment motoru proto musí



být při rozběhách omezen. Nejvyšší rychlost vysouvání (při max. otáčkách 6000 ot·min<sup>-1</sup>) je vypočtena z následujícího vztahu: [39]

$$v_{max} = \frac{i \cdot P \cdot n_{max}}{i_p \cdot 60} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 6000}{92,7 \cdot 60} \doteq 13 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.1.15)$$

### 6.1.3 Řemenový převod

Velikost ozubeného řemene a řemenic byla stanovena pomocí katalogu Contitech [34]. Počáteční parametry jsou uvedeny v tabulce 6.6 s ohledem na zatěžování pohonu.

Tab. 6.6 Výkon motoru a faktory popisující zatížení řemenového převodu

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Otáčky motoru	$n_m$	1000	[ot·min <sup>-1</sup> ]
Krouticí moment motoru	$M_{km}$	4,58	[Nm]
Výkon na motoru	$P_m$	<b>479,62</b>	[W]
Faktor zatížení	$c_2$	1,7	[-]
Faktor zrychlení	$c_3$	0	[-]
Faktor únavy	$c_4$	0,2	[-]
Celkový faktor	$c_0$	<b>1,9</b>	[-]

Dle zadaných parametrů byl vypočten výkon  $P_{\tilde{r}}$ , který přenáší řemenový převod:

$$P_{\tilde{r}} = c_0 \cdot P_m = 1,9 \cdot 479,62 \doteq 911,27 \text{ W} \quad (6.1.16)$$

Převodový poměr řemenového převodu je roven 1, aby se zachovala maximální rychlost pinoly při vysouvání a zároveň se nezvýšil krouticí moment. Dle výkonu  $P_{\tilde{r}}$  byla vyhledána v katalogu [34] potřebná rozteč zubů – 8M. Počet zubů řemenic byl navrhnout tak, aby měly co nejmenší setrvačný moment.



Tab. 6.7 Parametry řemenic

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozteč zubů	$r$	8	[mm]
Převodový poměr	$i_f$	1	[-]
Počet zubů řemenic	$z$	28	[-]
Požadovaná vzdálenost mezi řemenicemi	$a_f$	150	[mm]

Roztečný průměr řemenic  $d_{wř}$  a minimální délka řemenu, v závislosti na požadované vzdálenosti mezi řemenicemi, je uveden v následujících vztazích:

$$d_{wř} = z \cdot \frac{r}{\pi} = 28 \cdot \frac{8}{\pi} \doteq 71,3 \text{ mm} \quad (6.1.17)$$

$$L_{wmin} = 2 \cdot a_f + r \cdot z = 2 \cdot 150 + 8 \cdot 28 = 524 \text{ mm} \quad (6.1.18)$$

Tab. 6.8 Parametry řemenu

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Skutečná délka řemenu	$L_w$	560	[mm]
Šířka řemene	$b$	20	[mm]
Počet zubů řemenu	$z_f$	70	[-]
Faktor vzdálenosti mezi řemenicemi	$a_f$	20,749	[-]

$$a_{skut} = a_f \cdot r = 20,749 \cdot 8 \doteq 166 \text{ mm} \quad (6.1.19)$$

### 6.1.4 Axiální ložisko

Pro výpočet axiálního ložiska se jako ekvivalentní zatížení dosazuje přímo působící axiální zatížení, axiální ložiska by se neměla zatěžovat radiálním směrem. Výčet zatížení a únosností ložiska je uveden v tabulce 6.9. [32]



Tab. 6.9 Zatížení ložiska 52209 [32]

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální zatížení	$F_a$	30000	[N]
Radiální zatížení	$F_r$	0	[N]
Ekvivalentní statické zatížení	$P_0$	30000	[N]
Ekvivalentní dynamické zatížení	$P$	30000	[N]
Statická únosnost	$C_0$	86500	[N]
Dynamická únosnost	$C$	39000	[N]

## 6.2 Kontrola T-šroubů

Přestavování polohy celého koníku probíhá manuálně pomocí dvou pastorků, které jsou uloženy v koníku (bude použit stávající mechanismus na již existujícím hydraulickém koníku). Koník je uložen na vedení, ve kterém je uprostřed T-drážka, pro jeho upevnění v poloze slouží T-šroub M24x115, na přední a na zadní straně koníku. Protože původní hydraulický koník je navrhován pro obrobky o nižší hmotnosti, je nezbytné pevnostně překontrolovat tyto T-šrouby.

Nejprve je potřeba uvolnit soustavu a stanovit jednotlivé reakce na šroubech (obr. 6.1 a rovnice 6.2.1-6). Rovnice rovnováhy mají následující tvar:

$$x: \quad F_{zx} + R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \quad (6.2.1)$$

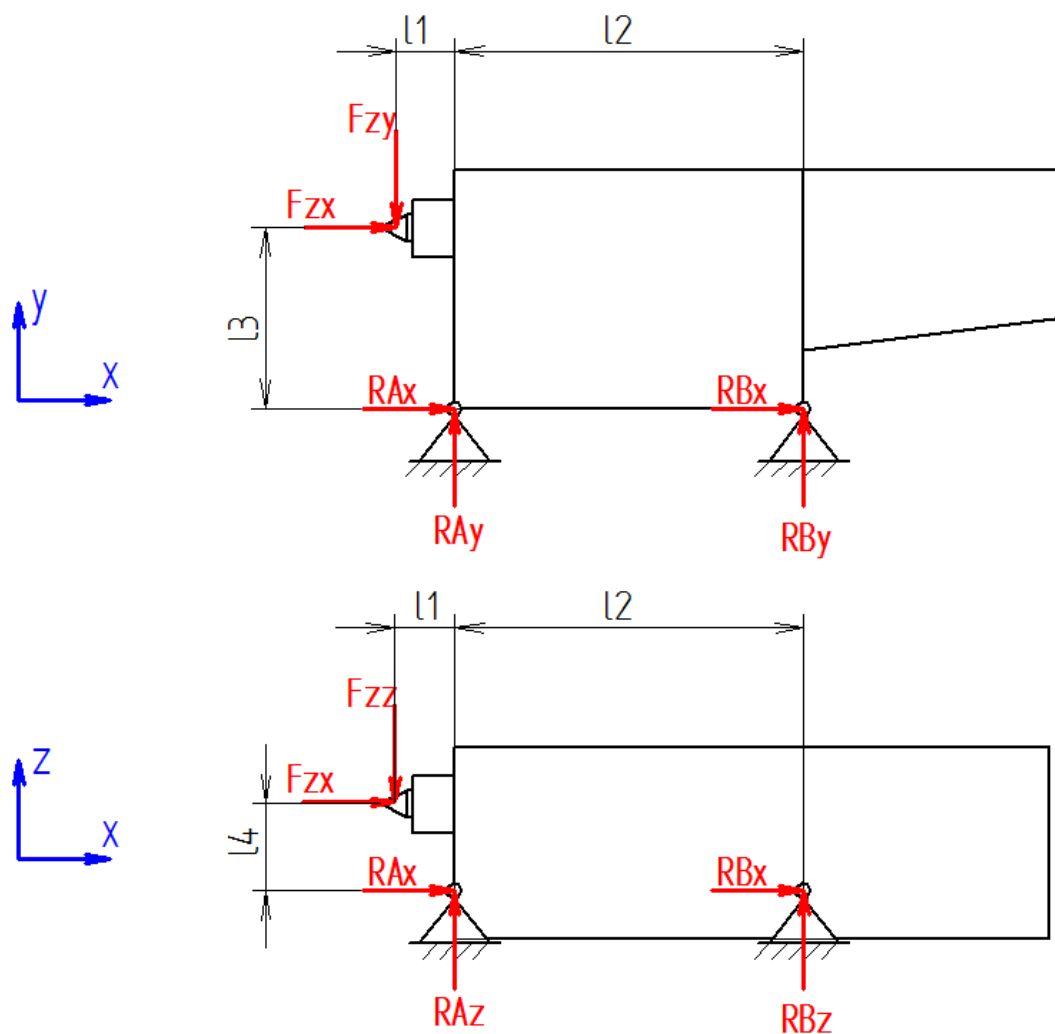
$$y: \quad -F_{zy} + R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad (6.2.2)$$

$$z: \quad -F_{zz} + R_{Az} + R_{Bz} = 0 \quad (6.2.3)$$

$$M_x: \quad R_{Ax} \cdot l_3 + R_{Bx} \cdot l_3 = 0 \quad (6.2.4)$$

$$M_y: \quad -F_{zy} \cdot l_1 - F_{zy} \cdot l_4 + R_{By} \cdot l_2 = 0 \quad (6.2.5)$$

$$M_z: \quad -F_{zz} \cdot l_1 - F_{zz} \cdot l_3 + R_{Bz} \cdot l_2 = 0 \quad (6.2.6)$$



Obr. 6.1 Reakce od zatěžující síly v místě šroubů

Ze stanovených rovnic rovnováhy byly vyjádřeny příslušné reakce v jednotlivých místech (viz elektronická příloha - výpočty). V tabulce 6.10 jsou vypsány velikosti těchto reakcí spolu s výpisem parametrů závitu T - šroubu M24, zatížením na hrotu a rozměry koníku.



Tab. 6.10 Parametry šroubu, zatížení a reakce [33]

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Parametry T-šroubu (materiál 12050, pevnostní skupina 8.8)			
Průměr závitu	$d_{3T}$	20,319	[mm]
Průměr závitu	$d_{2T}$	22,051	[mm]
Rozteč	$P_T$	3	[mm]
Součinitel provozního předpětí [39]	$q_T$	1,5	[-]
Mez kluzu šroubu [39]	$\sigma_{ktT}$	660	[MPa]
Míra využití meze kluzu	$u_T$	0,8	[-]
Zatížení na hrotu			
Radiální zatížení	$F_{zy}$	25 000	[N]
Axiální zatížení	$F_{zx}$	30 000	[N]
Řezná síla ve směru	$F_{zz}$	1 110	[N]
Rozměry			
Vzdálenost l1	$l1$	0,15	[m]
Vzdálenost l2	$l2$	0,54	[m]
Vzdálenost l3	$l2$	0,315	[m]
Vzdálenost l4	$l3$	0,25	[m]
Velikost reakcí (podle rovnic rovnováhy)			
Reakce RBx	$RBx$	15 000	[N]
Reakce RBy	$RBy$	18 519	[N]
Reakce RBz	$RBz$	956	[N]
Reakce RAx	$RAx$	15 000	[N]
Reakce RAy	$RAy$	6 481	[N]
Reakce RAz	$RAz$	154	[N]
Reakce RBxz	$RBxz$	15 030	[N]
Reakce RAxz	$RAxz$	15 001	[N]

Byl proveden zjednodušený výpočet maximální provozní síly a montážního předpětí, pro výpočet byl vybrán šroub v místě B, z důvodu velkých reakcí v daném místě. Maximální provozní síla na šroub je vypočítána následovně: [33], [39]

$$Q_1 = (1 + q_T) \cdot RBy \doteq 46\,296 \text{ N} \quad (6.2.7)$$

Redukované a dovolené napětí:

$$\sigma_{redT} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_{3T}}\right)^2 + 3 \cdot 0,38 \cdot \left(\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_{3T}}\right)^2} \doteq 171 \text{ MPa} \quad (6.2.8)$$



$$\sigma_{dovT} = u_T \cdot \sigma_{ktT} = 528 \text{ MPa} \quad (6.2.9)$$

Maximální montážní předpětí:

$$Q_{0max} = \sigma_{dovT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{3T}}{4} - Q_1 \doteq 124\,000 \text{ N} \quad (6.2.10)$$

Maximální síla, která může působit na šroub ve vodorovné rovině XZ vychází ze vztahu 6.2.11, vše je počítáno na šroub v místě B, protože na něho působí největší síly. Součinitel tření mezi spojovacími plochami byl dosazen  $f_T = 0,15$ . [36]

$$R_{Bxzmax} = Q_{0max} \cdot f_T \doteq 18\,600 \text{ N} \quad (6.2.11)$$

Koeficient bezpečnosti  $k_T$  je vypočten podílem maximální a reakční síly: [36]

$$k_T = \frac{R_{Bxzmax}}{R_{Bxz}} = 1,24 < k_{Tmin} = 2,5 \quad (6.2.12)$$

Koeficient  $k_T$  je menší než minimální koeficient pro bezpečnost  $k_{Tmin}$ , navíc maximální síla  $R_{Bxzmax}$  je počítána podle maximálního montážního předpětí  $Q_{0max}$ , proto by bylo lepší místo dvou šroubů použít např. čtyři, aby se reakce rozložily do více míst, nebo použít T-šrouby vyšší pevnostní skupiny. Při zvýšení počtu šroubů by se muselo navrhnout jiné vedení koníku, T-drážky by byly dvě. [36]

Pro kontrolu byl vypočítán střední tlak v závitech  $p_T$  a porovnán s dovoleným tlakem v závitech  $p_{DT}$  (výpis parametrů v tab. 6.11).



Tab. 6.11 Parametry závitu a matice

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolený tlak v závitu pro pevnostní skupinu 8.8 [43]	$p_{DT}$	120	[MPa]
Výška matice DIN 934 M24	$h_T$	19	[mm]
Počet závitů matice	$z_T$	6	[-]
Průměr závitu	$d_{1T}$	20,75	[mm]
Průměr závitu	$d_T$	24	[mm]
Pracovní výška závitu	$H_{1T}$	1,62	[mm]

Pro střední tlak v závitech platí: [33]

$$p_T = \frac{Q_T}{z_T \cdot \pi \cdot d_{2T} \cdot H_{1T}} \leq p_{DT} \quad (6.2.13)$$

Jako zatížení šroubu  $Q_T$  byl dosažen součet maximálního montážního předpětí na šroubu  $Q_{0max}$  a maximální provozní síly  $Q_1$ :

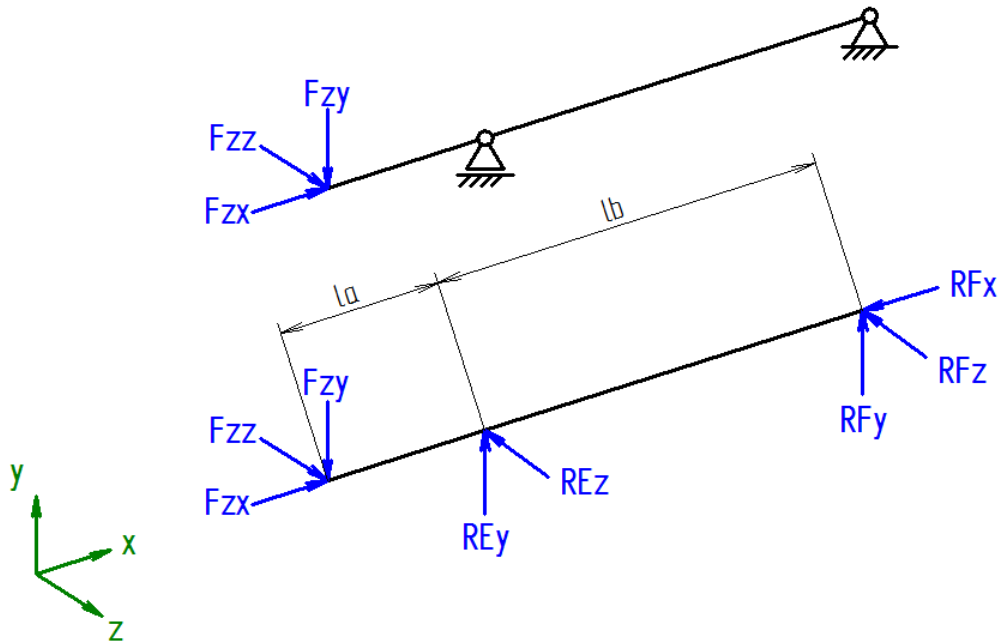
$$p_T = \frac{Q_{0max} + Q_1}{z_T \cdot \pi \cdot d_{2T} \cdot H_{1T}} \doteq 241 \text{ MPa} > 120 \text{ MPa} \quad (6.2.14)$$

Střední tlak v závitech  $p_T$  je vyšší než povolená hodnota. Aby tento tlak byl menší, musela by být výška  $h_T$  matice minimálně 36,29 mm. Z těchto důvodů je nutné zvýšit počet T-šroubů k uchycení koníku nebo zvolit jinou pevnostní skupinu.

### 6.3 Rozbor pinoly

V této podkapitole je proveden výpočet reakcí na kuličkových pouzdech za použití zjednodušeného modelu (obr. 6.2).





Obr. 6.2 Horní obrázek - zjednodušené znázornění pinoly, dolní obrázek - uvolnění pinoly

Rovnice rovnováhy:

$$x: \quad F_{zx} - RF_x = 0 \quad (6.3.1)$$

$$y: \quad -F_{zy} + RE_y + RF_y = 0 \quad (6.3.2)$$

$$z: \quad F_{zz} - RE_z - RF_z = 0 \quad (6.3.3)$$

$$M_x: \quad 0 \quad (6.3.4)$$

$$M_y: \quad -F_{zy} \cdot la + RF_y \cdot lb = 0 \quad (6.3.5)$$

$$M_z: \quad F_{zz} \cdot la - RF_z \cdot lb = 0 \quad (6.3.6)$$

Nejvíce zatěžované kuličkové pouzdro je v místě E, proto má toto kuličkové pouzdro delší klec s více kuličkami (všechny reakce jsou vypsány v tabulce 6.12).



Tab. 6.12 Parametry pinoly a výsledky reakcí v kuličkových pouzdech

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Radiální zatížení	$F_{zx}$	30000	[N]
Axiální zatížení	$F_{zy}$	25000	[N]
Řezná síla ve směru	$F_{zz}$	1110	[N]
Vzdálenost $l_a$	$l_a$	0,16	[m]
Vzdálenost $l_b$	$l_b$	0,378	[m]
Reakce $RE_y$	$RE_y$	14418	[N]
Reakce $RE_z$	$RE_z$	1580	[N]
Reakce $RF_x$	$RF_x$	30000	[N]
Reakce $RF_y$	$RF_y$	10582	[N]
Reakce $RF_z$	$RF_z$	-470	[N]

Základní vlastností pinoly je její radiální statická tuhost. Tato tuhost pinoly jako celku je závislá na mnoha parametrech, jako např. její vnitřní a vnější průměr, materiál, typ hrotu, a také na vzdálenosti kuličkových pouzder od sebe a vysunutí pinoly. Model pinoly lze pro vyjádření této závislosti zjednodušit (obr. 6.3). Např. podle Mohrova integrálu (vztah 6.3.9) je pak možné jednoduše spočítat deformaci v radiálních směrech, pokud je zanedbán vzpěr pinoly a poddajnost kuličkových pouzder. Symbolický výpočet pro směr Y:

$$\begin{aligned}
 I) \quad x \in \langle 0; l_a \rangle & \qquad II) \quad \bar{x} \in \langle 0; l_b \rangle \\
 T(x) = -F_{zy} & \qquad T(\bar{x}) = -RF_y = F_{zy} \cdot \frac{l_a}{l_b} \qquad (6.3.7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M(x) = -F_{zy} \cdot x & \qquad T(\bar{x}) = -F_{zy} \cdot \frac{l_a}{l_b} \cdot \bar{x} \qquad (6.3.8)
 \end{aligned}$$

Mohrův integrál obecně: [44]

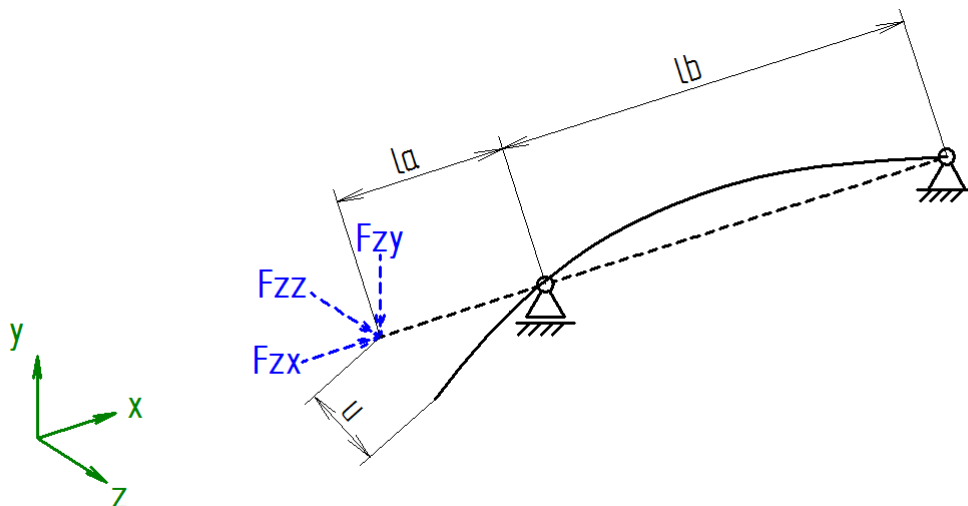
$$u_j = \frac{1}{EJ_z} \int_{(I)} M_o(x) \cdot m_o^{F_j}(x) dx \qquad (6.3.9)$$



Po dosazení platí:

$$u_y = \frac{1}{EJ_z} \int_0^{la} F_{zy} \cdot x^2 dx + \frac{1}{EJ_z} \int_0^{lb} F_{zy} \cdot \frac{la^2}{lb^2} \cdot \bar{x}^2 d\bar{x} = \frac{F_{zy} \cdot la^2}{3EJ_z} \cdot (la + lb) \quad (6.3.10)$$

Z výpočtu vyplývá, že největší závislost na deformaci je vzdálenost  $la$  kuličkového pouzdra od působišť sil (od hrotu), která roste s třetí mocninou. Pro detailnější analýzu tuhosti koníku a jeho vlastních frekvencí byla použita metoda konečných prvků (MKP).



Obr. 6.3 Pinola jako nosník a její průhyb

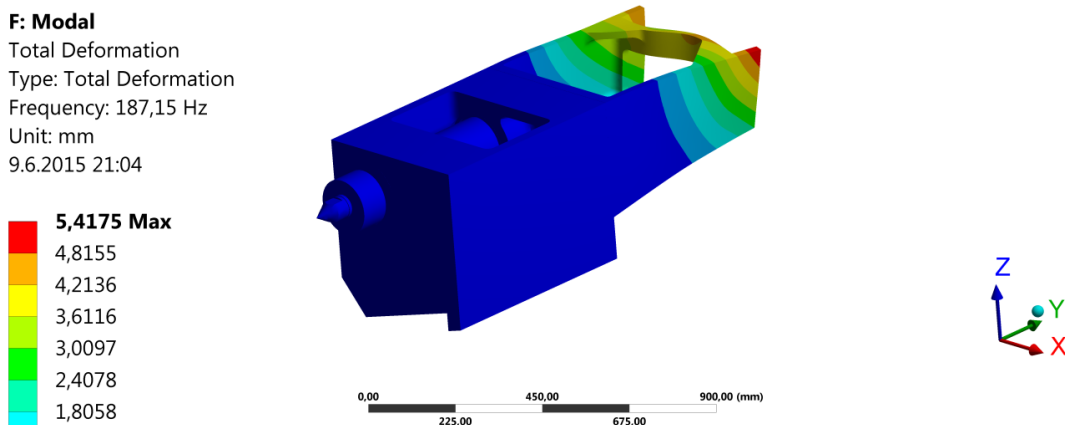
## 6.4 MKP analýza

Při MKP analýze je nejdříve nutné vhodně připravit model. Největší problém je namodelovat kuličková pouzdra, u nichž je znám pouze průměr vnějšího pouzdra a kuliček. Nejlepší metodou je nahradit kuličky 1D pružinkami, kterým se přiřadí tuhost kuliček. Pro nejpřesnější stanovení tuhosti kuličky, která není lineární, je nejlepší zjistit reakce na každé kuličce a těmito reakcemi zatěžovat kuličku zvlášť vymodelovanou. Nese to s sebou ale mnoho komplikací a hlavně je tento výpočet časově náročný.



Z tohoto důvodu byla zvolena jednodušší metoda - nahrazení kuličkové klece pevnou vazbou. Pokud jde o porovnání dvou variant, hydraulického a elektromechanického koníku, lze tuto nepřesnost tolerovat.

Nejprve byla provedena modální analýza modelu s vloženým hmotným bodem pohonu, ve které byly zkontrolovány vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů. Podle výsledků byla upravena konstrukce odlitků. Největší vliv na vznik kmitání koníku má řezný proces, nicméně dosahované otáčky vřetene nejsou vysoké, max.  $250 \text{ min}^{-1}$ , v přepočtu na frekvenci to je  $4,17 \text{ Hz}$ . Při regulaci síly na pinole se otáčky motoru budou pohybovat také v rámci jednotek Hz. Při upínání může motor dosáhnout otáček  $6000 \text{ min}^{-1}$ , což je  $100 \text{ Hz}$ .

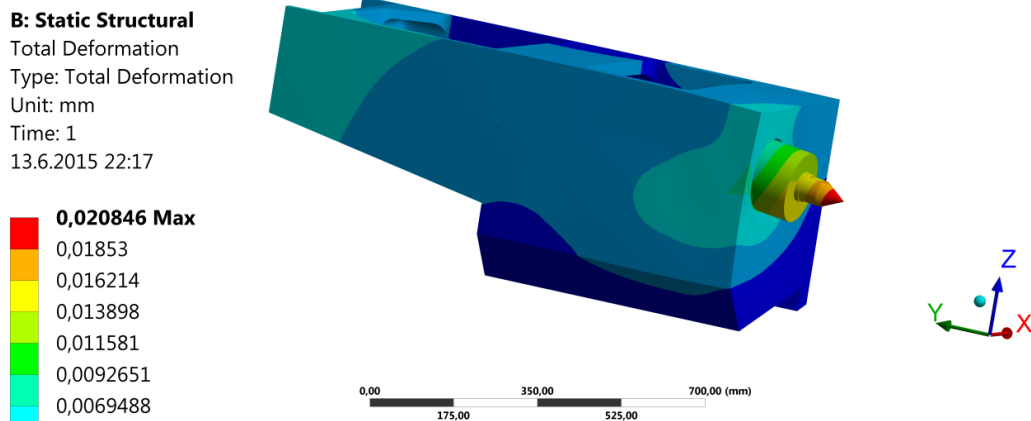


Obr. 6.4 První frekvence modální analýzy koníku

Z obrázku 6.4 je patrná část nejvíce náchylná ke kmitání, zadní část odlitku, kde je zároveň uložen i pohon. Velikost této frekvence je  $187,15 \text{ Hz}$ , z toho vyplývá, že motor nemůže mít vliv na rozkmitání odlitku. Další zkoumaná část je pinola a uložení nástrojových pružin, které mohou šířit kmitání konstrukcí. První frekvence této sestavy však vychází na  $182 \text{ Hz}$ , proto by pružiny neměly kmitat. Tento idealizovaný výpočet samozřejmě nelze brát jako přesná data, zvláště pokud byl výpočet zjednodušen nahrazením kuličkových pouzder pevnou vazbou.

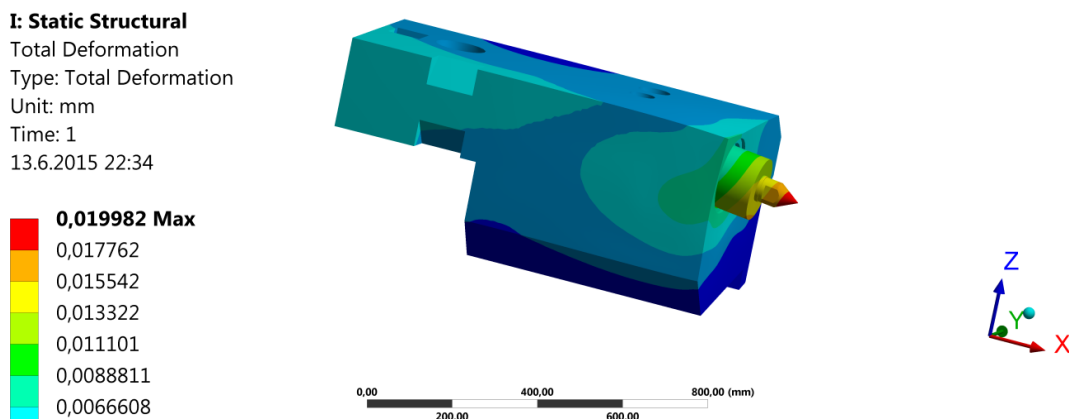


Druhá úloha MKP analýzy byla statická tuhost pinoly koníku (pro elektromechanický koník obr. 6.5 a pro hydraulický koník obr. 6.6). Spodní část koníku byla ukotvena a na hrotu bylo vytvořeno maximální zatížení koníku.



Obr. 6.5 Analýza statické tuhosti elektromechanického koníku

Maximální deformace hrotu pinoly, dle výsledků analýzy statické tuhosti v MKP programu, je 20  $\mu\text{m}$ , což by nemělo mít vliv na přesnost broušení. Tato hodnota je, z důvodu zjednodušení modelu pro MKP analýzu, pouze orientační. Maximální deformace obou koníků jsou rozdílné pouze o 1  $\mu\text{m}$ , což znamená, že po stránce tuhosti se elektromechanický koník neliší od hydraulického.



Obr. 6.6 Analýza statické tuhosti hydraulického koníku

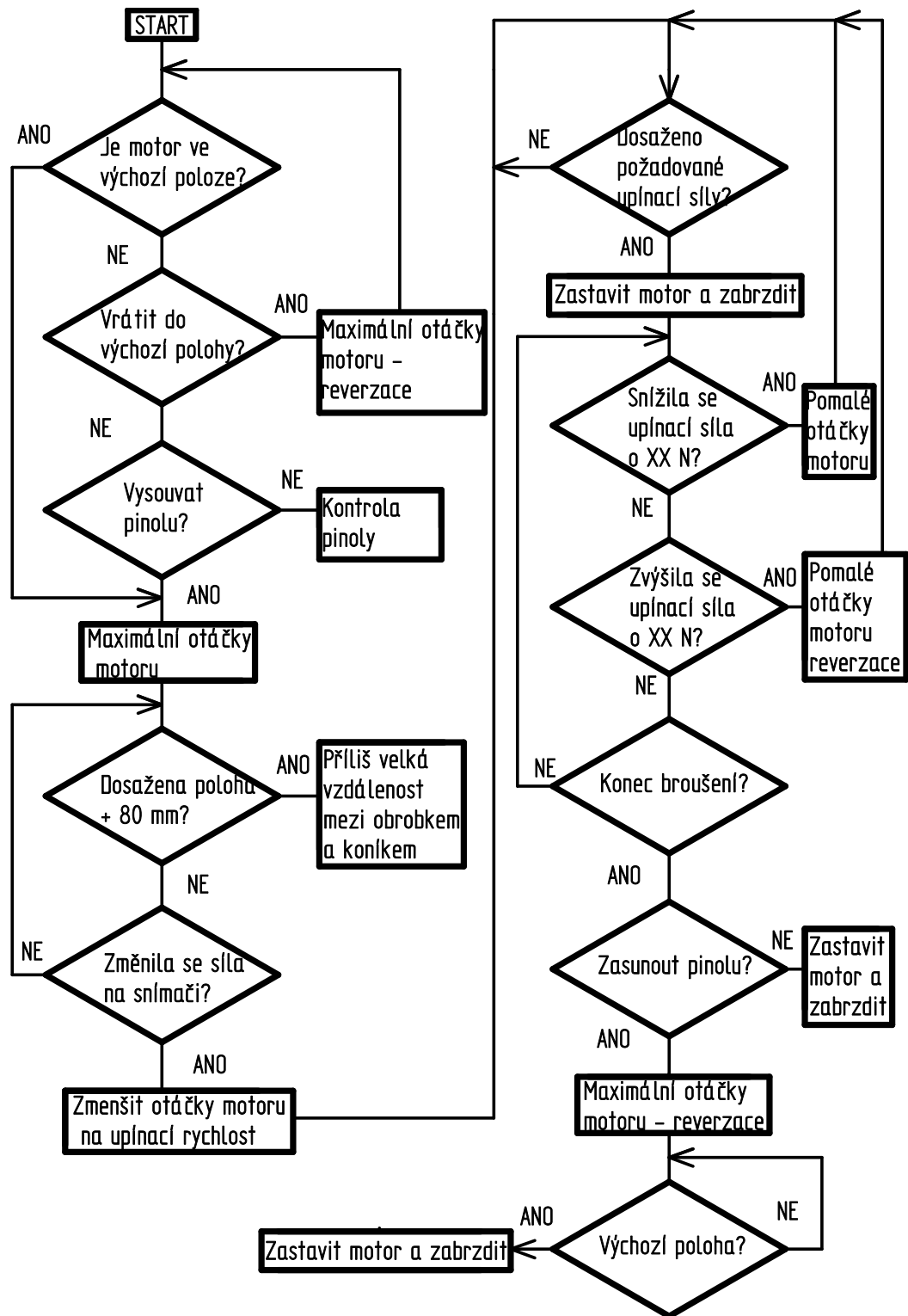


## 7 Návrh řízení

Pro upnutí obrobku se musí nejprve manuálně posunout koník do polohy menší než 80 mm před obrobek. Po zmáčknutí tlačítka se pinola automaticky vysouvá vyšší rychlostí (13 mm/s), dokud nedojde k dotyku hrotu s obrobkem. Poté se rychlost sníží a pinola se předepíná na požadovanou sílu (dochází k deformaci pružin a snímání vzdálenosti). Až je obrobek upnut, může se začít brousit. Při broušení se může upínací síla měnit, proto je potřeba ji regulovat. Aby se motor neustále nezapínal i při sebemenší změně, bylo by vhodné nastavit určité pásmo, ve kterém nebude motor na změnu reagovat (tak aby byla splněna podmínka přesnosti na 100 N). Zjednodušený návrh řízení je zobrazen ve vývojovém diagramu na obrázku 7.1.

Podobným způsobem by vypadalo i řízení vyrážení hrotu, které je také automatické. Pinola se začne vysouvat záporným směrem, kde trapézový šroub narazí na osový trn. Ten se začne vysouvat a odtrhne tak hrot z kuželové dutiny. Až pinola dosáhne svého maxima, začne se vracet do výchozí polohy. Pro bezpečnost byly na pinolu umístěny bezpečnostní koncové snímače, které hlídají maximální polohu +80 mm a minimální -15 mm. V případě překročení se motor okamžitě vypíná a jediný pohyb, který umožní, je zasouvání na opačnou stranu.

Motor je řízen proudovou vazbou, odměřování polohy pinoly je nepřímé (na motoru) a absolutní, aby zůstala zachována výchozí poloha. Odměřování síly je však přímé a absolutní. Protože každé odměřování má jinou veličinu a jiné požadavky, pro řízení pohonu by byly vhodné dvě nezávislé regulační smyčky, které se mezi sebou budou přepínat (nesmí ale dojít k zapojení obou smyček na jeden motor). [41]



Obr. 7.1 Vývojový diagram upínání obrobku a regulace síly



## 8 Závěr

Tato práce se zabývala návrhem elektromechanického koníku hrotové brusky BHC pro společnost FERMAT Machine Tool. V první části diplomové práce byly shrnuty všeobecné poznatky o koníku brusek a soustruhů a vyhledány konkurenční společnosti, které se zabývají výrobou větších brusek pro obrobky o hmotnosti 4–6 t. Poté byla představena společnost FERMAT Machine Tool a jejich požadavky na návrh koníku.

Jako první byla vypočtena potřebná upínací síla  $F_u = 30$  kN pro obrobky s hmotností 5 t. Řešení koníku bylo rozděleno do několika konstrukčních celků, jako je pohon pinoly, pinola, snímání síly a korekce kuželovitosti obrobku. Pro vysouvání pinoly byl zvolen trapézový šroub a jako pohon vybrán ze dvou variant (varianta s planetovou převodovkou a varianta s harmonickou převodovkou) synchronní motor Siemens paralelně zapojený s přímou planetovou převodovkou Transtecno. Jako převodový člen mezi motorem a převodovkou byl zvolen řemenový převod.

Za účelem zachování rozměrů koníku se stávajícím hydraulickým řešením byla pinola navržena jako pevná, pro větší obrobky je u broušení nutné použít otočný hrot. Aby se vymežila vůle, byla pinola uložena do kuličkových pouzder. Uvnitř pinoly se nachází přesné nástrojové pružiny, které odstraňují rázy pinoly při upínání a zároveň slouží jako pružný člen pro snímání síly pomocí LVDT snímače. Toto nepřímé odměřování síly bylo zvoleno pro své malé zástavbové rozměry, možnost snímání i mimo osu působí síly a nižší cenu. Přesnost snímání síly splňuje zadání.

Korekce kuželovitosti obrobku byla vyřešena pomocí objímky s perem připevněné na pinole, umožňující axiální pohyb, a kloubovým okem. Kloubové oko je přišroubované k táhlu, které se vysunuje pomocí mechanismu se závitovou dvojicí. Z vnějšího pohledu na model koníku je viditelné pouze ruční kolo pro nastavení s ukazatelem polohy.

Ve výpočtové části diplomové práce jsou uvedeny konstrukční, pevnostní a kontrolní výpočty podpořené MKP analýzou. Jediný problém nastal v současném připevnění koníku k loži, kde pevnostně nevyhovují dva T-šrouby M24 pevnostní skupiny 8.8 pro upínací sílu 30 kN. Pro představu o vlivech tuhosti a reakcích





na kuličková pouzdra byl proveden rozbor pinoly. Výpočty byly podpořeny modální analýzou a analýzou statické tuhosti koníku při zatížení. Na závěr byl proveden krátký, jednoduchý návrh řízení, kde jsou popsány jednotlivé operace ve vývojovém diagramu.



## 9 Seznamy

### 9.1 Seznam použité literatury

- [1] MASLOV, J. N. *Teorie broušení kovů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 246 s.
- [2] MAREK, J. a kolektiv: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] LAŠOVÁ, V. *Základy stavby obráběcích strojů*. 1.vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0 [vid. 30.10.2014]. Dostupné z: [https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady\\_stavby.pdf](https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf)
- [4] FISHER, U. *Základy strojnictví*. 1. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2004. 290 s. ISBN 80-867-0609-5.
- [5] Optional accessory: hydraulic tailstock. In: ANNN YANG Machinery CO., LTD [online]. ANNN YANG Machinery CO., LTD. [vid. 12.12.2014]. Dostupné z: <http://www.annnyang.com/en/products/?method=detail&aid=13>
- [6] Otočný soustružnický hrot dlouhý (DML 416) a Pevný soustružnický hrot se špičkou ze slinutých karbidů MORSE 5 (DE5). In: MARKAGRO, s.r.o. [online]. MARKAGRO, s.r.o. [vid. 13.12.2014]. Dostupné z: <http://www.markagro.cz/>
- [7] RÖHM [online]. *Live Centres Face Drivers*. 2013/2014. s 14. [vid. 13.12.2014]. Dostupné z: [http://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/Live\\_centers\\_Face\\_drivers\\_en\\_2012\\_web.pdf](http://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/products/en/Live_centers_Face_drivers_en_2012_web.pdf)
- [8] ULRYCH, M. *Návrh rotační pinoly koníku stroje SUA 100 Numeric*. Praha: ČVUT 2013. Bakalářská práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.
- [9] *Hrotové brusky* [online]. Slovácké strojírny, a.s. - TOS Čelákovice. [vid. 2.11.2014]. Dostupné z: <http://www.sub.cz/tos-celakovice/brusky/hrotove.aspx>
- [10] *Horizontal External & Internal Grinding Machine* [online]. DANOBAT GROUP. [vid. 2.11.2014]. Dostupné z: <http://www.danobatgroup.com/en/grinding-machines/horizontal/external-internal>
- [11] *Cylindrical Grinders CNC* [online]. GERmh. [vid. 2.11.2014]. Dostupné z: [http://www.germh.com/HOMEPRODUCTO\\_CNCingles.html](http://www.germh.com/HOMEPRODUCTO_CNCingles.html)



- [12] *Cylindrical Grinding Machines* [online]. GIORIA S.p.A. [vid. 2.11.2014]. Dostupné z: <http://www.gioria.com/cylindrical-grinding-machines.html>
- [13] *Gioria R/162 – 4000 CNC Cylindrical Grinder* [online]. Enterprise Machinery Export. [vid. 2.11.2014]. Dostupné z: <http://www.enterprisemachinery.co.uk/gioria-r-162-4000-cnc-cylindrical-grinder>
- [14] *CNC Cylindrical Roll Grinder* [online]. JAIHNNHER Machine CO., LTD. [vid. 5.11.2014]. Dostupné z: <http://www.jainnher.com/en/products-5.html>
- [15] *CNC Universal Grinding Machines Omicron CNC 32* [online]. ROBBI. [vid. 5.11.2014]. Dostupné z: <http://eng.robbspa.com/content/view/full/280>
- [16] *PRAISE series* [online]. PRAISE Machinery Corp. [vid. 5.11.2014]. Dostupné z: <http://www.praise.com.tw/en/index.php>
- [17] *EMAG Manufacturing Systems for Precision Metal Components* [online]. EMAG Machine Tools (Taicang) Co., Ltd. [vid. 5.11.2014]. Dostupné z: <http://www.emag.com/>
- [18] *FERMAT Machine Tool* [online]. FERMAT Machine Tool [vid. 5.11.2014]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/>
- [19] *Technologická měření* [online]. VŠCHT Praha, Ústav počítačové a řídicí techniky [vid. 26.11.2014]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/ucebnice/MRT/F4/F4-ram.htm>
- [20] HUSÁK, M. *Senzory v elektronice a informatice*. [přednášky]. Praha: ČVUT, 2013
- [21] LUFINKA, A. *Snímače síly*. [přednáška]. Liberec: TU v Liberci, 25.4.2012 . Dostupné z: <http://www.kst.tul.cz/podklady/experimentalnimetody/prednasky/>
- [22] BEJČEK, L., VACULÍK, J. Snímače tlaku In: *AUTOMA* [online]. 2011, č. 1, s 20-23. [vid. 28.11.2014]. Dostupné z: [http://automa.cz/index.php?id\\_document=42719](http://automa.cz/index.php?id_document=42719)
- [23] KADLEC, K. Snímče tlaku - principy, vlastnosti a použití (část 2). In: *AUTOMA* [online]. 2007, č. 7, s 25-29. Dostupné z: <http://automa.cz/snimace-tlaku-%E2%80%93-principy-vlastnosti-a-pouziti-cast-2-34036.html>
- [24] HOUŠA, J. *Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985, 287 s
- [25] KOLÁŘ, P. *Koník pro hrotovou brusku*. Praha: ČVUT 2002. Diplomová práce. ČVUT, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a mechanismů.



- [26] *Kluzná pouzdra* [online]. JINPO spol. s r.o. [vid. 17.3.2015]. Dostupné z: <http://www.jinpo.cz/kluzpou.html>
- [27] 830440 Kugelkäfig. In: *Brütsch/Rüegger Tools* [online]. Brütsch/Rüegger Tools Ltd. [vid. 17.3.2015]. Dostupné z: [http://www.brw.ch/shop/produkte/detail/index.html?t\\_ProduktNr=830440](http://www.brw.ch/shop/produkte/detail/index.html?t_ProduktNr=830440)
- [28] Otevřené pouzdro UBM-OP. In: *HIWIN* [online]. HIWIN s.r.o. [vid. 17.3.2015]. Dostupné z: [http://www.hiwin.cz/cz/produkty//75\\_otevrene-pouzdro-ubm-op](http://www.hiwin.cz/cz/produkty//75_otevrene-pouzdro-ubm-op)
- [29] Heavy duty construction, tailstock. In: *GOODWAY* [online] © GOODWAY MACHINE CORP. 2013. [vid. 19.5.2015]. Dostupné z: [http://www.goodwaycnc.com/exhtml\\_goodway/goodway\\_en/turning/horizontal/ha/construction.htm](http://www.goodwaycnc.com/exhtml_goodway/goodway_en/turning/horizontal/ha/construction.htm)
- [30] TITUS, J. LVDTs Go the Distance In: *Design News* [online]. 1.4.2011. [vid. 12.4.2014]. Dostupné z: [http://www.designnews.com/author.asp?section\\_id=1386&doc\\_id=229901&dfpPPParams=ind\\_184,aid\\_229901&dfpLayout=blog](http://www.designnews.com/author.asp?section_id=1386&doc_id=229901&dfpPPParams=ind_184,aid_229901&dfpLayout=blog)
- [31] VOJÁČEK, A. Jak pracují LVDT snímače pro měření pohybu či detekci přiblížení? In: *automatizace.hw.cz* [online]. 29.12.2011. [vid. 12.4.2015]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/jak-pracuji-lvdt-snimace-pro-mereni-pohybu-ci-detekci-priblizeni>
- [32] *Ložiska a jednotky* [online]. SKF Group. [vid. 25.10.2014]. Dostupné z: [www.skf.cz](http://www.skf.cz)
- [33] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: příklady*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1991, 105 s. ISBN 80-01-00624-7.
- [34] ContiTech AG [online]. *CONTI SYNCHROBELT® HTD Synchronous Drive Belts*. © 2002 [vid. 25.4.2015]. Dostupné z: [www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD\\_Synchrobelt\\_HTD\\_en.pdf](http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Synchrobelt_HTD_en.pdf)
- [35] GTM [online]. *Datový list. Snímač síly: Série UB (20 kN - 500 kN)*. 2004 [vid. 30.5.2014] Dostupné z: <http://www.gtm-gmbh.com/cz/produkty/snimac-sily.html>
- [36] *Předepjatý šroubový spoj* [online]. Mitcalc. [vid. 2.6.2015]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [37] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. doplněné. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7



- [38] *Lineární vedení a pohony* [online]. TEA TECHNIK [vid. 8.4.2015] Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/klouby-oka/>
- [39] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997, 169 s. ISBN 80-01-01701-x.
- [40] SOUČEK, P. *Pohony výrobních strojů - servomechanismy II*. [přednášky]. Praha: ČVUT, 2014
- [41] NOVOTNÝ, L., ŠVÉDA, J. *Pohony výrobních strojů - servomechanismy III*. [přednášky]. Praha: ČVUT, 2015
- [42] ŠTEPÁNEK, V. *Konzultace ve společnosti FERMAT Machine Tool* [konzultace]. Praha: FERMAT Machine Tool, 2014-2015
- [43] *Dovolená napětí* [online]. SPŠ strojnická, Olomouc. [vid. 27.5.2015]. Dostupné z: [www.spssol.cz/~vyuka/UCITELE/NE/Dovolená%20napětí.xls](http://www.spssol.cz/~vyuka/UCITELE/NE/Dovolená%20napětí.xls)
- [44] ŘEZNÍČEK, J. *Pružnost a pevnost I*. [přednášky]. Praha: ČVUT, 2012

## 9.2 Seznam použitého softwaru

- CAD software: Solid Edge ST6  
Autodesk Inventor Professional 2014
- MKP software: ANSYS 16.0: Workbench 16.0
- MS Office: Excel 2007  
Word 2007



### 9.3 Seznam obrázků

Obr. 1.1 Schéma hrotové brusky BHC a její osy.....	17
Obr. 3.1 Ukázka hydraulického koníku společnosti ANNN YANG [5] .....	21
Obr. 3.2 Vlevo pevný hrot se špičkou ze slinutých karbidů a vpravo otočný hrot [6].....	22
Obr. 3.3 Řez rotační pinolou s pevným hrotem [8] .....	22
Obr. 3.4 Samomazná bronzová pouzdra s grafitovými hnízdy [26].....	23
Obr. 3.6 Ukázka děleného koníku společnosti Goodway [29].....	24
Obr. 3.5 Vlevo kuličkové pouzdro [28], vpravo kuličková klec [27].....	23
Obr. 3.7 Elektrický koník hrotové brusky BUC 85 C Profi [9] .....	25
Obr. 3.8 Horizontální bruska HG-92 [10] .....	26
Obr. 3.9 Hrotová bruska CPA-6000 společnosti GER mh [11] .....	26
Obr. 3.10 Koník hrotové brusky série CPA [11] .....	27
Obr. 3.11 Hrotová bruska R/162 CNC 1000-7000.....	27
Obr. 3.12 Vlevo koník hrotové brusky a vpravo koník s čyřčelistovým sklíčidlem společnosti Jainnher [14] .....	28
Obr. 3.13 Stroj pro broušení vnějších válcových ploch TT85 společnosti Praise [16] .....	29
Obr. 3.14 Koník brusky TT85 [16] .....	29
Obr. 3.15 Hrotová bruska CNC 80, Robbi [15] .....	30
Obr. 3.16 Hrotová CNC bruska BHC63 se vzdáleností mezi hroty 4000 mm [18] .....	31
Obr. 3.17 Koník hrotové brusky BHC [18].....	31
Obr. 3.18 Stávající rozměry hydraulického koníku brusky BHC.....	32
Obr. 4.1 Rozklad řezných sil mezi broušícím kotoučem a obrobkem a síly na hrotu koníku.....	33
Obr. 4.2 Síly působící na hrot koníku .....	35
Obr. 4.3 Schematické znázornění pohonu pinoly s pohybovým šroubem .....	36
Obr. 4.4 Pohon pinoly s přímou planetovou převodovkou .....	37
Obr. 4.5 Pohon pinoly s přímou planetovou převodovkou a motorem umístěným paralelně k převodovce.....	38
Obr. 4.6 Pohon s úhlovou planetovou převodovkou.....	39



Obr. 4.7 Pohon pinoly s harmonickou převodovkou .....	40
Obr. 4.8 Řez pinolou .....	41
Obr. 4.9 Směry nastavení polohy hrotu.....	42
Obr. 4.10 Úhel pootočení pinoly pro vyosení 0,4 mm.....	42
Obr. 4.11 Natočení pinoly koníku pomocí šroubu s kulovým koncem vloženým mezi dvě desky .....	43
Obr. 4.12 Kloubové oko, které nabízí společnost TEA TECHNIK [38] .....	43
Obr. 4.13 Ukázky typů odporových snímačů síly [19].....	45
Obr. 4.14 Tenzometrický snímač síly mezi dvěma deskami uvnitř pinoly.....	46
Obr. 4.15 Vlevo řez induktivním snímačem LVDT [30] a vpravo ukázka LVDT snímačů společnosti Micro-epsilon.....	48
Obr. 4.16 Vlevo varianta uložení LVDT snímače A a vpravo varianta uložení LVDT snímače B.....	49
Obr. 5.1 Pohled na výslednou sestavu pohonu .....	52
Obr. 5.2 Řez spojením planetové převodovky s trapézovým šroubem.....	53
Obr. 5.3 Řez předním kuličkovým pouzdem .....	55
Obr. 5.4 Detail připojení vzduchu .....	55
Obr. 5.5 Pohled na vnitřní uspořádání pinoly.....	56
Obr. 5.6 Nepřesnost vyosení pinoly v mm.....	58
Obr. 5.7 Mechanismus natáčení pinoly (korekce kuželovitosti obrobku) .....	59
Obr. 5.8 Klopení pohyblivé desky .....	63
Obr. 5.9 Pohled na uložení snímače uvnitř pinoly .....	64
Obr. 5.10 Uložení LVDT snímače uvnitř pinoly .....	63
Obr. 5.11 Pohled na celkovou sestavu koníku .....	65
Obr. 5.12 Pohled pod víko koníku.....	65
Obr. 5.13 Pravoúhlý řez odlitky .....	66
Obr. 5.14 Pravoúhlý řez celou sestavou koníku.....	66
Obr. 6.1 Reakce od zatěžující síly v místě šroubů .....	76



Obr. 6.2 Horní obrázek - zjednodušené znázornění pinoly, dolní obrázek - uvolnění pinoly.....	80
Obr. 6.3 Pinola jako nosník a její průhyb .....	82
Obr. 6.4 První frekvence modální analýzy koníku .....	83
Obr. 6.5 Analýza statické tuhosti elektromechanického koníku .....	84
Obr. 6.6 Analýza statické tuhosti hydraulického koníku .....	84
Obr. 7.1 Vývojový diagram upínání obrobku a regulace síly .....	86





## 9.4 Seznam tabulek

Tab. 4.1 Porovnání výhod a nevýhod odporových snímačů .....	46
Tab. 4.2 Porovnání výhod a nevýhod piezoelektrických snímačů .....	46
Tab. 4.3 Porovnání výhod a nevýhod kapacitních snímačů tlaku .....	47
Tab. 4.4 Porovnání výhod a nevýhod optických snímačů síly .....	47
Tab. 5.1 Označení kritérií a jejich váha .....	50
Tab. 5.2 Hodnocení variant podle kritérií od 1 (nejlepší) do 5 (nejhorší) .....	51
Tab. 5.3 Hodnocení variant podle kritérií s váhou a výsledek .....	51
Tab. 5.4 Specifikace nakupovaných dílů .....	54
Tab. 5.5 Specifikace nakupovaných dílů pro pinolu .....	58
Tab. 5.6 Specifikace nakupovaných dílů pro korekci kuželovitosti obrobku .....	60
Tab. 5.7 Parametry použitých nástrojových pružin .....	62
Tab. 5.8 Parametry snímače a uložení v pinole .....	62
Tab. 6.1 Hodnoty pro výpočet minimálního středního průměru závitu $d_2$ [33] .....	67
Tab. 6.2 Hodnoty pro další výpočty trapézového šroubu [33] .....	68
Tab. 6.3 Účinnosti jednotlivých částí pohonu a převodový poměr převodovky [2] .....	71
Tab. 6.4 Parametry komponent pohonu .....	71
Tab. 6.5 Parametry pro výpočet maximálního krouticího momentu na motoru .....	72
Tab. 6.6 Výkon motoru a faktory popisující zatížení řemenového převodu .....	73
Tab. 6.7 Parametry řemenic .....	74
Tab. 6.8 Parametry řemenu .....	74
Tab. 6.9 Zatížení ložiska 52209 [32] .....	75
Tab. 6.10 Parametry šroubu, zatížení a reakce [33] .....	77
Tab. 6.11 Parametry závitu a matice .....	79
Tab. 6.12 Parametry pinoly a výsledky reakcí v kuličkových pouzdrech .....	81



## 9.5 Seznam příloh

### ❖ Textové přílohy:

#### ◆ Sestavné výkresy

1. Hlavní sestava koníku FK-00-007B
2. Sestava pinoly FK-10-700B
3. Sestava pohonu FK-20-601
4. Sestava tělesa FK-30-007
5. Sestava mechanismu natáčení FK-40-050
6. Podsestava ložiskového pouzdra FK-21-001
7. Podsestava kuličkového pouzdra předního FK-80-001
8. Podsestava kuličkového pouzdra zadního FK-80-002

#### ◆ Vybrané výrobní výkresy

1. Objímka pinoly FK-14-710B
2. Trapézový šroub FK-24-702
3. Těleso koníku přední FK-34-701
4. Těleso koníku zadní
5. Svařenec víka FK-33-002
6. Obrobenec víka FK-32-002

### ❖ Elektronické přílohy:

- ◆ Text diplomové práce
- ◆ Model koníku
- ◆ Výkresová dokumentace
- ◆ Katalogy výrobců
- ◆ Výpočty
- ◆ MKP soubory
- ◆ Obrázky, tabulky, schémata