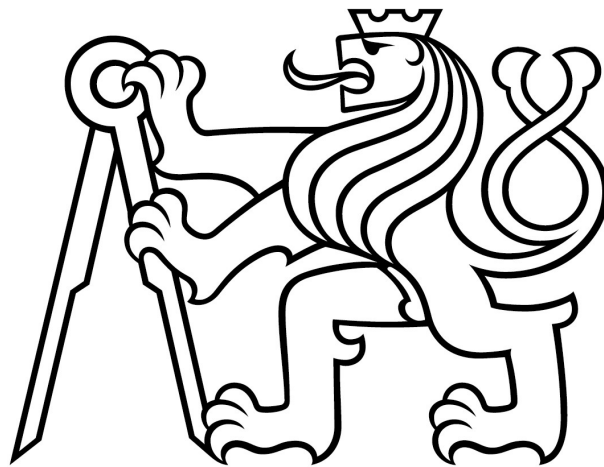


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh přípravku na polohování kamene
pro stroje obrábějící kámen

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Cimpová** Jméno: **Martina** Osobní číslo: **473479**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh přípravku na polohování kamene pro stroje obrábějící kámen

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Stone Manipulator for Stone Processing Machinetool

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Předmětem bakalářské práce je návrh polohovacího zařízení pro manipulaci s kamenným polotovarem při jeho obrábění. Parametry polohovacího přípravku: maximální délka mezi hroty $l_{max} = 3200$ mm, minimální délka mezi hroty $l_{min} = 100$ mm, maximální točnou průměr $D_{max} = 960$ mm, maximální otáčky obrobku $n_{max} = 5$ ot/min, maximální hmotnost obrobku $m_{max} = 6500$ kg; Osnova práce: 1. Úvod, 2. Rešerše stávajících řešení a jejich zpracování, 3. Návrh konstrukčních řešení, 4. Návrh vybrané varianty polohovacího přípravku včetně návrhových a kontrolních výpočtů a 3D modelu, 5. Výkresová dokumentace, 6. Zhodnocení; Rozsah grafické části: 3D model sestavy polohovacího přípravku, výkres sestavy polohovacího přípravku, dva výrobní výkresy součástí; Rozsah textové části: 40 – 60 stran;

Seznam doporučené literatury:

MASLOV, Jevgenij Nikiforovič. Teorie broušení kovů. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1979.; KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA. Základy stavby výrobních strojů. Praha: České vysoké učení technické, 1986.; LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šestá vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

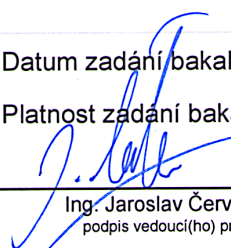
Ing. Jaroslav Červenka, ústav výrobních strojů a zařízení FS

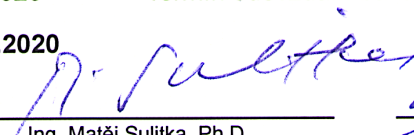
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **19.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2020**


Ing. Jaroslav Červenka
podpis vedoucí(ho) práce

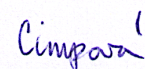

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Studentka bere na vědomí, že je povinna vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání



Podpis studentky

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou 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 17. 7. 2020

.....

podpis

Poděkování

Děkuji především vedoucímu mé práce, panu Ing. Jaroslavu Červenkovi, za množství připomínek, cenných rad a trpělivosti během konzultací. Poděkování patří také firmě KASPE Machines za poskytnutí zadání a rad ohledně výběru řešení. V neposlední řadě bych chtěla poděkovat rodině a partnerovi za podporu a trpělivost během psaní práce.

Anotace

Autor:	Martina Cimpová
Název BP:	Návrh přípravku na polohování kamene pro stroje obrábějící kámen
Rozsah práce:	73 str., 29 obr., 18 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2019/2020
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú 12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	Ing. Jaroslav Červenka
Zadavatel:	KASPE Machines
Využití:	Návrh konstrukce přípravku na polohování kamene pro firmu KASPE Machines na doplnění nabídky strojů.
Klíčová slova:	konstrukce polohovacího přípravku, polohovací zařízení, obrábění kamene, broušení kamene, vřeteno, koník, vřetenová ložiska, cykloidní převodovka
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce přípravku na polohování kamene, který vychází z požadavků zadavatele. Z rešerše stávajících řešení vyplývají čtyři varianty možného řešení. Nejvhodnější z nich je rozpracována v podobě 3D modelu, sestavného výkresů a dvou výrobních výkresů spolu s návrhovými a kontrolními výpočty.

Annotation

Author:	Martina Cimpová
Title of bachelor dissertation:	Design of Stone Manipulator for Stone Processing Machinetool
Extent:	73 p., 29 fig., 18 tab.
Academic year:	2019/2020
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú 12135 - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Jaroslav Červenka
Submitter:	KASPE Machines
Application:	Design of Construction of Stone Manipulator for the company KASPE Machines to supply their offer of machines.
Keywords:	design of manipulator, manipulator, stone machining, stone grinding, spindle, tailstock, spindle bearing, cycloidal gearbox
Annotation:	This bachelor thesis deals with the design of a stone manipulator, which is based on the company's requirement. Four variants of possible designs follow from the research of existing solutions. The most suitable design is worked up as a 3D model, as well as an assembly drawing and two manufacturing drawings including design and control calculations.

Obsah

Přehled použitých symbolů a veličin	9
1 Úvod	13
2 Cíl práce	14
3 Stav řešené problematiky	15
3.1 Breton S.p.A. (Itálie)	15
3.1.1 ContourFive NC 700 (nebo NC 1200)	15
3.1.2 ShapeMill NCF 1600 (nebo NCF 2000)	17
3.2 Prussiani Engineering (Velká Británie)	18
3.2.1 New Dorico 700	18
3.2.2 New Dorico 1700	19
3.3 Fickert + Winterling Maschinenbau GmbH (Německo)	20
3.4 Linyi Chaoda International CNC Technology Co., Ltd. (Čína)	22
3.5 Quanzhou Jianeng Machinery Manufacturing Co., Ltd. (Čína)	23
3.6 Porovnání výrobců	24
4 Vlastní řešení	26
4.1 Návrh řešení A - řemenice	27
4.2 Návrh řešení B - šneková převodovka	28
4.3 Návrh řešení C - planetová převodovka	29
4.4 Návrh řešení D - cykloidní převodovka	30
4.5 Výběr řešení	31

5	Výpočtová část	33
5.1	Návrhové výpočty	34
5.1.1	Výpočty sil	34
5.1.2	Výpočet optimální vzdálenosti ložisek	37
5.1.3	Výpočet reakcí v podporách	38
5.1.4	Výpočet potřebných parametrů převodovky a motoru	41
5.1.5	Návrh brzdy	43
5.1.6	Návrh ložisek	45
5.1.7	Výběr maziva, výpočet potřebného množství a domazávacího intervalu	48
5.2	Kontrolní výpočty	53
5.2.1	Kontrola šroubů	53
5.2.2	Kontrola kolíků na otláčení	55
5.2.3	Kontrola pinoly na otláčení	55
6	Konstrukční uspořádání	57
7	Závěr	63
	Seznamy	65
	Seznam použité literatury	65
	Seznam použitého softwaru	70
	Seznam obrázků	70
	Seznam tabulek	71
	Seznam příloh	72

Přehled použitých symbolů a veličin

Veličina	Jednotka	Význam
a	mm	délka vyložení vřetene
a_e	mm	hloubka třísky
a_p	mm	hloubka řezu
b_f	1	součinitel ložiska (pro domazávání)
B_i	mm	délka jednotlivých mazaných částí
C_{0A}	N	základní statická únosnost jednoho ložiska sady A
C_{0B}	N	základní statická únosnost ložiska B
C_A	N	základní dynamická únosnost jednoho ložiska sady A
C_B	N	základní dynamická únosnost ložiska B
C_k	1	konstanta odporu materiálu
C/P	1	poměr zatížení ložiska
C_{s0A}	N	základní statická únosnost sady ložisek A
C_{sA}	N	základní dynamická únosnost sady ložisek A
d_b	mm	vnitřní průměr brzdy
D_i	mm	vnější průměr jednotlivých mazaných částí
d_k	mm	průměr kolíku
d_m	mm	střední průměr ložiska
D_{max}	mm	maximální průměr obrobku
D_n	mm	maximální průměr nástroje
d_p	mm	vnější průměr pinoly
e	1	výpočtový součinitel ložiska
F_{C1}, F_{C2}, F_{C3}	N	řezná síla
F_{Cmax}	N	maximální řezná síla
F_f	N	posuvná síla
F_k	N	síla působící na kolíky

F_p	N	pasivní síla
$F_{\dot{s}c1}, F_{\dot{s}c2}$	N	celková síla působící na šrouby
f_z	mm	posuv na zub
g	$m.s^{-2}$	tíhové zrychlení
G_1, G_2, G_3	N	tíhová síla části obrobku
G_{max}	N	maximální tíhová síla od hmotnosti obrobku
G_{p1}	g	množství maziva na domazávání mezi sadami ložisek
G_{p2}	g	množství maziva na domazávání mezi kuželíkovými ložisky
G_{pc}	g	celkové množství maziva na domazávání vřetenových ložisek
G_{pi}	g	množství maziva na domazávání jednotlivých mazaných částí
G_{pk}	g	množství maziva na domazávání kuželíkového ložiska
G_{pv}	g	množství maziva na domazávání válečkového ložiska
$G_{\dot{s}k}$	N	tíhová síla působící na jeden šroub koníku
$G_{\dot{s}v}$	N	tíhová síla působící na jeden šroub vřeteníku
h, h_0	1	výpočtový součinitel sady ložisek
h_m	mm	střední tloušťka třísky
i	1	převodový poměr převodovky
k_C	$N.mm^{-2}$	měrná řezná síla
L	mm	vzdálenost ložisek
L_{10h}	h	základní trvanlivost ložiska v hodinách
LA	mm	funkční délka brzdy
l_k	mm	délka stykové plochy kolíku s obrobkem
l_{max}	mm	maximální délka obrobku
l_{min}	mm	minimální délka obrobku
L_{opt}	mm	optimální vzdálenost ložisek

l_p	mm	délka stykové plochy pinoly s koníkem
m_1	g	hmotnost potřebného maziva mezi sadami ložisek
m_2	g	hmotnost potřebného maziva mezi kuželíkovými ložisky
m_3	g	hmotnost potřebného maziva v kluzném vedení pinoly
m_a	g	hmotnost potřebného maziva v axiálním ložisku
m_c	g	celková hmotnost potřebného maziva vřetenových ložisek
m_i	g	hmotnost potřebného maziva jednotlivých mazaných částí
M_k	$N.m$	kroučící moment od řezné síly nástroje
m_k	g	hmotnost potřebného maziva v kuželíkovém ložisku
M_{Kc}	$N.m$	celkový potřebný kroučící moment
M_M	$N.m$	potřebný kroučící moment motoru
m_{max}	kg	maximální hmotnost obrobku
M_T	$N.m$	brzdny moment brzdy
M_v	$N.m$	moment vyvažující nevyváhu obrobku
m_v	g	hmotnost potřebného maziva ve válečkovém ložisku
N	N	reakce (v hrotu koníku) od zatížení obrobku
$nd_m b_f$	mm/min	součinitel ke stanovení domazávacího intervalu
n_M	ot/min	otáčky motoru
n_{max}	ot/min	maximální otáčky obrobku/vřetene
n_n	ot/min	otáčky nástroje
P	W	výkon vřetene nástroje
P_{0A}	N	ekvivalentní statické zatížení sady ložisek A
P_{0B}	N	ekvivalentní statické zatížení ložiska B
p_A, p_B	1	exponent rovnice trvanlivosti
P_A	N	ekvivalentní dynamické zatížení sady ložisek A
P_B	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
P_b	bar	tlak působící na brzdu
p_k	MPa	tlak ve stykových plochách kolíků s obrobkem
p_p	MPa	tlak ve stykové ploše pinoly s koníkem
R_{1y}, R_{1z}	N	reakce (v hrotu vřeteníku) od zatížení obrobku

R'_{1y}, R'_{1z}	N	zatížení (v hrotu vřeteníku) od sil zatěžujících obrobek
R_{aA}	N	axiální reakce ložiska A
r_k	m	minimální poloměr roztečné kružnice kolíků
R_m	$N \cdot mm^{-2}$	pevnost materiálu v tlaku
r_b	mm	vnitřní poloměr brzdy
R_{max}	mm	maximální poloměr obrobku
R_{rA}	N	radiální reakce ložiska A
R_{rB}	N	radiální reakce ložiska B
r_{s1}, r_{s2}	m	poloměr roztečné kružnice šroubů
s_0	1	součinitel statické bezpečnosti
S_k	mm^2	průmět stykových ploch (kolíků s obrobkem) do roviny kolmé k zatěžující síle
t_f	h	odhadovaný domazávací interval
V_1	cm^3	objem volného prostoru mezi sadami ložisek
V_2	cm^3	objem volného prostoru mezi kuželíkovými ložisky
V_3	cm^3	objem volného prostoru v kluzném vedení pinoly
V_a	cm^3	objem volného prostoru v axiálním ložisku
v_f	m/min	rychlost posuvu
V_i	cm^3	objem volného prostoru v jednotlivých mazaných částech
V_k	cm^3	objem volného prostoru v kuželíkovém ložisku
v_n	m/s	maximální rychlost nástroje
V_v	cm^3	objem volného prostoru ve válečkovém ložisku
x_1, x_2, x_3	N	vzdálenost těžiště části obrobku k ose obrobku
Y, Y_0	1	součinitel axiálního zatížení ložiska
z	1	počet zubů nástroje
α		poloviční vrcholový úhel hrotu koníku
Δ_A	μm	radiální házení vnitřního kroužku ložiska A
Δ_B	μm	radiální házení vnitřního kroužku ložiska B
η	1	účinnost převodovky
μ	1	střední statický koeficient tření brzdy

1 Úvod

Tématem této práce je konstrukční návrh polohovacího zařízení pro manipulaci s kamenným polotovarem sloužící jako příslušenství ke strojům zpracovávajícím kamenné polotovary. Tato plynuje řízená osa C má sloužit k doplnění další osy na obráběcí stroj. Při obrábění kamene se jedná především o technologii broušení, zařízení by tedy mělo být přesné (minimálně $0,15\text{ mm}$ na maximálním průměru obrobku - tedy 960 mm). Polohovací přípravek se skládá z vřetene uloženého v ložiscích, dále z koníku, rámu, pohonu vřetene - tedy motoru a převodu (převodovky nebo například řemenového převodu) - a dalších komponent (těsnění, spojovací prvky).

Návrh byl vypracován pro firmu KASPE Machines, která podobné zařízení ve své nabídce postrádá. Požadované parametry přípravku jsou uvedeny v následující kapitole.

2 Cíl práce

Cílem této práce je navrhnout polohovací přípravek pro manipulaci s kamenným polotovarem při jeho obrábění. Půjde tedy o plynule řízenou osu C s možností aretace v jakékoli poloze. Její parametry, zadané firmou KASPE Machines, jsou zobrazeny v tabulce Tab. 2.1.

Tab. 2.1: Zadané parametry

Maximální délka mezi hroty	l_{max}	3200 mm
Minimální délka mezi hroty	l_{min}	100 mm
Maximální točný průměr	D_{max}	960 mm
Maximální otáčky obrobku	n_{max}	5 ot/min
Maximální hmotnost obrobku	m_{max}	6500 kg

Nejprve byla vypracována rešerše ke zjištění současných řešení těchto polohovacích zařízení pro obrábění kamene nabízených v ČR a zahraničí. Cílem práce je na základě této rešerše navrhnout několik variant možného řešení a po zhodnocení všech aspektů vybrat nejvhodnější návrh. Tento podrobně rozpracovat, včetně výběru pohonu a dalších komponent (ložisek, těsnění, brzdy...). Návrh má obsahovat také návrhové výpočty, 3D model (vypracovaný v CAD software), výkres sestavy a dva výrobní výkresy. Nakonec byly provedeny kontrolní výpočty důležitých částí konstrukčního návrhu.

3 Stav řešené problematiky

Níže jsou představeny jednotlivé firmy, které vyrábí a nabízejí polohovací zařízení na manipulaci s kamenným obrobkem při jeho obrábění. Objeví se zde například firmy specializující se na gravírování (technologie nahrazující ruční rytí) nebo na zpracovávání obrobků především z žuly, mramoru a přírodního kamene. Cílem této kapitoly je porovnat informace o strojích jednotlivých výrobců.

3.1 Breton S.p.A. (Itálie)

Breton S.p.A. je jedna z předních světových společností figurujících na trhu strojů na zpracovávání přírodního kamene a kovů. Vyrábí především stroje a zařízení na obrábění polotovarů z žuly a mramoru. Tato firma nabízí polohovací zařízení na upínání polotovarů ke strojům ContourFive NC 700 (nebo NC 1200) a ShapeMill NCF 1600 (nebo NCF 2000). [1]

3.1.1 ContourFive NC 700 (nebo NC 1200)

Toto CNC obráběcí centrum disponuje pěti řízenými osami. Lze na něm obrábět polotovary z žuly, mramoru a pískovce. ContourFive disponuje mimo jiné dvou osou hlavou pro pětiosé obrábění, vysokorychlostním vřetenem a ocelovým pracovním stolem. [2, 3]

Jako příslušenství k tomuto stroji, které lze dokoupit k základnímu vybavení, nabízí firma polohovací zařízení (lze vidět na Obr. 3.1) s rozměry pracovního prostoru $\varnothing 960 \times 3200 \text{ mm}$ (případně $\varnothing 1600 \times 3200 \text{ mm}$), které je určena k výrobě sloupů s tvarovými profily. Parametry zařízení jsou uvedeny v Tab. 3.1. Tento polohovací přípravek lze instalovat do pracovního prostoru stroje na připravené ustavovací body (viz Obr. 3.2), případně na ocelový pracovní stůl s hliníkovou deskou, která má drážky pro upnutí příslušenství. [2, 3, 4]



Obr. 3.1: ContourFive NC 700/1200: polohovací zařízení [2]

Tab. 3.1: Parametry polohovacího zařízení stroje ContourFive NC 700/1200 [2, 3, 4]

Maximální průměr soustružení	960/1600 <i>mm</i>
Maximální délka obrobku	3200 <i>mm</i>



Obr. 3.2: ContourFive NC 700/1200 s nainstalovaným polohovacím zařízením [2]

3.1.2 ShapeMill NCF 1600 (nebo NCF 2000)

ShapeMill NCF je obráběcí centrum vhodné k obrábění polotovarů z kamene (konkrétně mramoru a granitu), kompozitního kamene a pískovce. Je vhodný k výrobě soch, zábradlí, sloupů a dalších podobných prvků. Stejně jako u předchozího obráběcího centra, i toto s pěti řízenými osami je vybaveno ocelovým pracovním stolem, vysokorychlostním vřetenem, dvou osou hlavou a jinými zařízeními. [5, 6, 7]

Také u tohoto stroje se jako příslušenství nabízí polohovací zařízení (viz Obr. 3.3) s rozměry pracovního prostoru $\varnothing 1080/1600 \times 3200 \text{ mm}$ sloužící k opracování sloupů pro vytvoření šroubovice. Parametry tohoto přípravku jsou uvedeny v Tab. 3.2. I toto zařízení lze nainstalovat do pracovního prostoru stroje na upínací body, což je naznačeno na Obr. 3.4, eventuálně na ocelový pracovní stůl s hliníkovou deskou. [5, 6, 7]



Obr. 3.3: ShapeMill NCF 1600/2000: polohovací zařízení [7]

Tab. 3.2: Parametry polohovacího zařízení stroje ShapeMill NCF 1600/2000 [5, 6, 7]

Maximální průměr soustružení	1080/1600 mm
Maximální délka obrobku	3200 mm



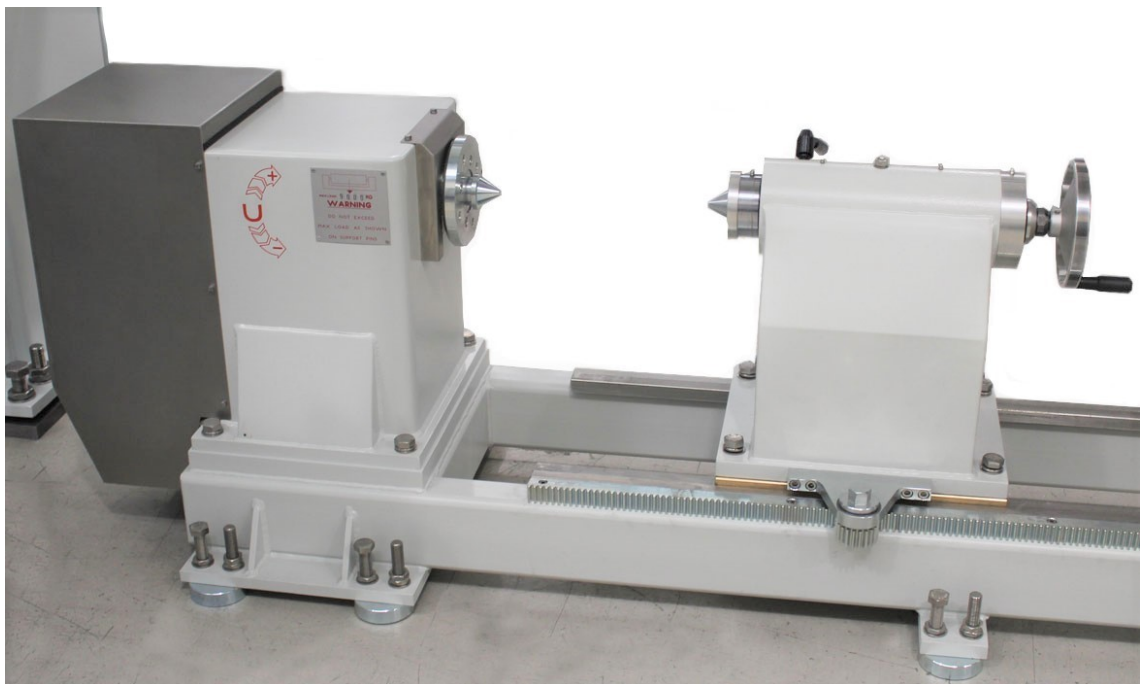
Obr. 3.4: ShapeMill NCF 1600/2000 s nainstalovaným polohovacím zařízením [6]

3.2 Prussiani Engineering (Velká Británie)

Firma Prussiani Engineering kromě široké škály strojů a zařízení nabízí také produkty z řady LATHES - soustruhy New Dorico 700 a New Dorico 1700. Tyto stroje, které mají 3 interpolované osy, slouží k opracovávání obrobků z žuly, mramoru, keramiky a přírodního kamene. [8, 9, 10]

3.2.1 New Dorico 700

Součástí soustruhu New Dorico 700 je polohovací zařízení, které lze vidět na Obr. 3.5 a jehož parametry jsou uvedeny v Tab. 3.3. Zařízení je určeno k upínání a polohování rotačních součástí při obrábění. [11]



Obr. 3.5: New Dorico 700: polohovací zařízení [11]

Tab. 3.3: Parametry polohovacího zařízení stroje New Dorico 700 [11]

Maximální hmotnost obrobku	9000 <i>kg</i>
Maximální průměr obrábění	700 <i>mm</i>
Maximální délka obrobku	2600 <i>mm</i>
Maximální otáčky obrobku	100 <i>ot/min</i>

3.2.2 New Dorico 1700

Také soustruh New Dorico 1700 obsahuje polohovací zařízení (viz Obr. 3.6) určené k upínání a polohování rotačních součástí při obrábění. Jeho parametry jsou vypsány v Tab. 3.4. [12]



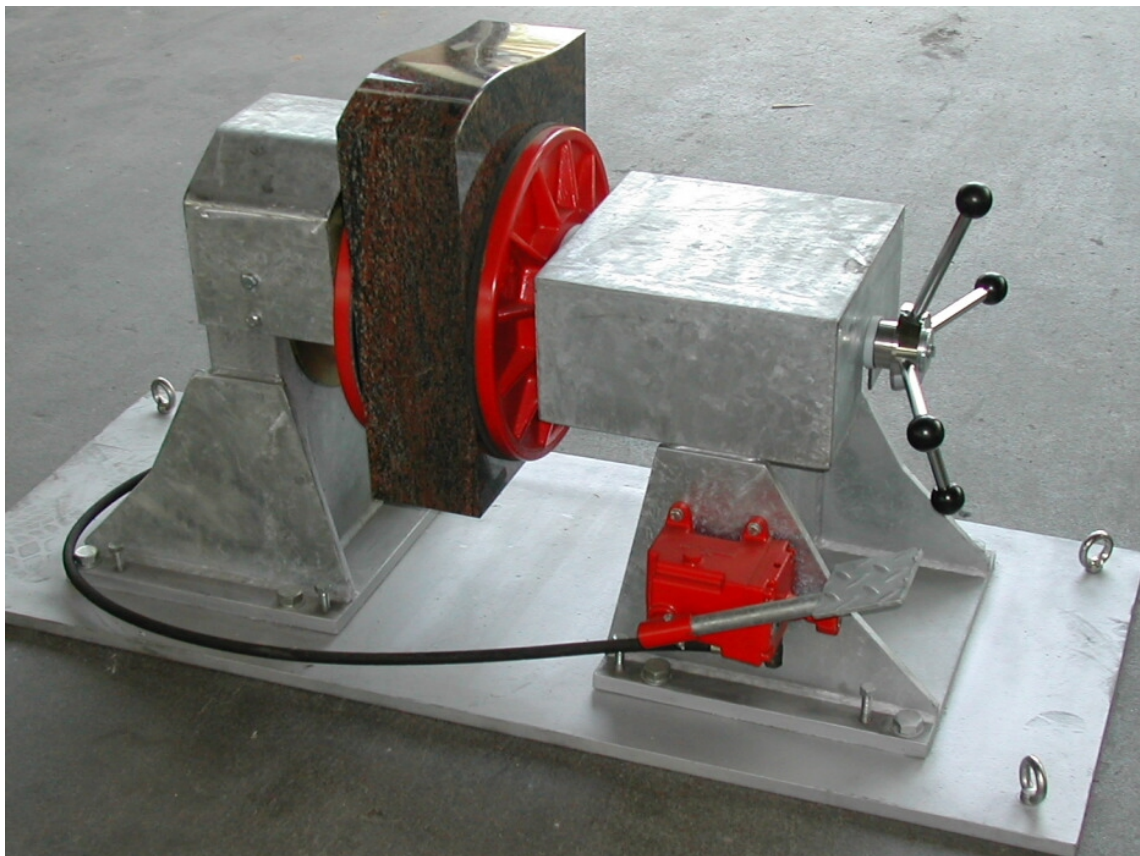
Obr. 3.6: New Dorico 1700: polohovací zařízení [12]

Tab. 3.4: Parametry polohovacího zařízení stroje New Dorico 1700 [12]

Maximální hmotnost obrobku	20 000 <i>kg</i>
Maximální průměr obrábění	1700 <i>mm</i>
Maximální délka obrobku	5000 <i>mm</i>
Maximální otáčky obrobku	50 <i>ot/min</i>

3.3 Fickert + Winterling Maschinenbau GmbH (Německo)

Tato německá firma již desítky let vyniká ve výrobě strojů a zařízení pro sklářský a kamenický průmysl. Mezi doplňkovým příslušenstvím ke strojům na zpracování kamene nabízí polohovací zařízení DSG-1, které disponuje hydraulickým upínáním polotovarů (ovládané pedálem - viz Obr. 3.7). Tento přípravek slouží k manipulaci s pomníky a těžkými kameny při bočním zpracovávání (ručním nebo pomocí stroje) a jeho parametry jsou uvedeny v Tab. 3.5. [13]



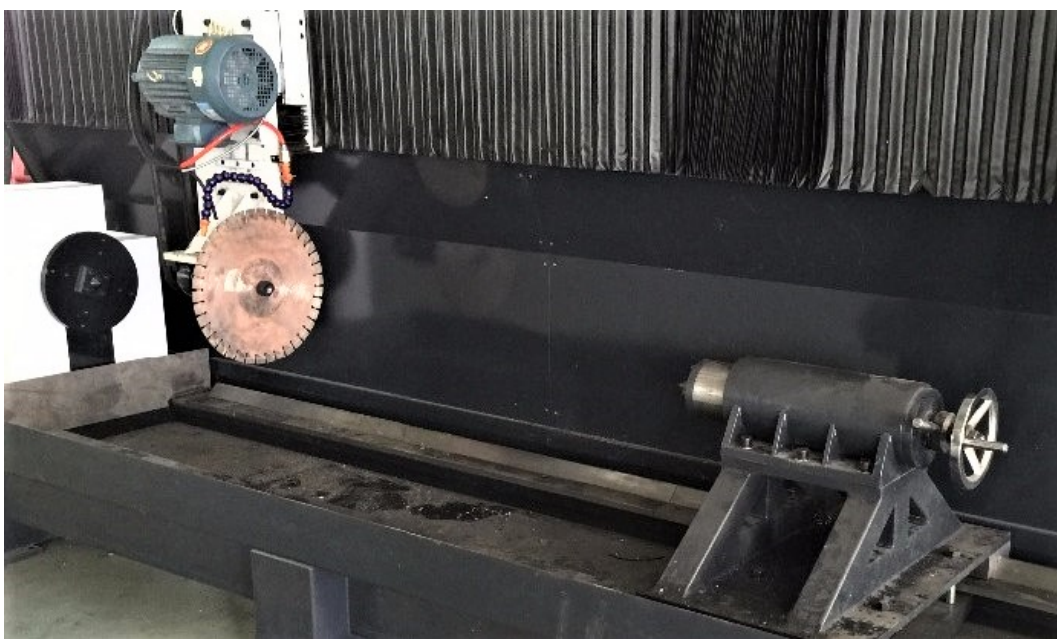
Obr. 3.7: Polohovací zařízení DSG-1 [13]

Tab. 3.5: Parametry polohovacího zařízení DSG-1 [13]

Průměr upínací hlavy	400 mm
Maximální hmotnost obrobku	100 kg
Maximální průměr obrábění	2000 mm
Upínací šířka	80 – 260 mm
Ochrana proti kroucení	hydraulickým upínáním
Rotace	manuální/motorizovaná
Rozměry	2200 x 600 x 700 mm
Hmotnost	300 kg
Cena	4126 €

3.4 Linyi Chaoda International CNC Technology Co., Ltd. (Čína)

Tato čínská společnost vyrábí a vyvíjí především CNC gravírovací stroje, laserové gravírovací stroje, stříkací stroje a další, které dodává například do USA, Velké Británie, Švédska nebo Kanady. Mezi gravírovacími stroji nabízí model JC7030RP - stroj se třemi řízenými osami. Je určen zejména na obrábění polotovarů z mramoru, vápence, pískovce, žuly či umělého kamene, ale také dřeva a mnoha dalších materiálů. Součástí stroje je mimo jiné polohovací zařízení (viz Obr. 3.8) na upínání rotačních polotovarů, jehož parametry jsou uvedeny v Tab. 3.6. [14, 15]



Obr. 3.8: JC7030RP s nainstalovaným polohovacím zařízením [15]

Tab. 3.6: Parametry polohovacího zařízení stroje JC7030RP [14, 15, 16]

Maximální hmotnost obrobku	1500 <i>kg</i>
Maximální průměr obrábění	700 <i>mm</i>
Maximální délka obrobku	3000 <i>mm</i>

3.5 Quanzhou Jianeng Machinery Manufacturing Co., Ltd. (Čína)

Poslední z výrobců zahrnutých do rešerše je firma Quanzhou Jianeng Machinery Manufacturing, která se specializuje na navrhování a výrobu strojů na zpracování kamene. Nabízejí především stroje na výrobu sloupů a balustrád, například model JNHG-1600 (viz Obr. 3.9) určený k upínání obrobků z mramoru a žuly při leštění. Parametry tohoto polohovacího přípravku jsou vypsány v Tab. 3.7. [17, 18]



Obr. 3.9: Polohovací zařízení JNHG-1600 [18]

Tab. 3.7: Parametry polohovacího zařízení JNHG-1600 [18]

Maximální průměr obrábění	600 <i>mm</i>
Maximální délka obrobku	1500 <i>mm</i>

3.6 Porovnání výrobců

V následující tabulce Tab. 3.8 jsou uvedeny dostupné parametry každého polohovacího zařízení zmíněného v rešerši. Je zde přehled těchto parametrů: maximální rozměry obrobku (MRO), maximální hmotnost obrobku (MHO), maximální otáčky obrobku (MOO) a způsob upínání (ZU), kde je rozlišen způsob upínání mezi hroty (MH) a způsob upínání hydraulicky (H).

Tab. 3.8: Srovnání parametrů jednotlivých polohovacích zařízení

Výrobce	Typ stroje	MRO (mm)	MHO (kg)	MOO (ot/min)	ZU
Breton	ContourFive	$\phi 960/1600 \times 3200$	-	-	MH
	ShapeMill	$\phi 1080/1600 \times 3200$	-	-	MH
Prussiani Engineering	New Dorico 700	$\phi 700 \times 2600$	9000	100	MH
	New Dorico 1700	$\phi 1700 \times 5000$	20 000	50	MH
Fickert + Winterling	DSG-1	$\phi 2000 \times 260$	1000	-	H
Linyi Chaoda	JC7030RP	$\phi 700 \times 3000$	1500	-	MH
Quanzhou Jianeng	JNHG-1600	$\phi 600 \times 1500$	-	-	MH

Porovnáme-li maximální možné rozměry obrobku, tak polohovací zařízení stroje ContourFive, stroje ShapeMill, stroje New Dorico 1700 a DSG-1 jsou určeny spíše pro větší průměry obrobků (více než 1000 mm). Pro větší délky obrobků jsou vhodné všechny přípravky z tabulky (nejvíce polohovací zařízení stroje New Dorico 1700, které umožňuje upínání obrobků až 5000 mm dlouhých) vyjma modelu DSG-1. U tohoto polohovacího zařízení německé firmy Fickert + Winterling Maschinenbau je upínání obrobku řešeno hydraulicky (jako jediného z tabulky). Také jako jediné, ze všech polohovacích zařízení zahrnutých do rešerše, nedisponuje vedením, umožňujícím nastavitelnou délku upínání.

Dalším porovnávaným parametrem je maximální možná hmotnost obrobku. Z tohoto hlediska je nejvhodnější opět polohovací zařízení stroje New Dorico 1700, které umožňuje upínání obroku do maximální hmotnosti 20 *tun*. Ostatní přípravky mají tento parametr výrazně nižší, u některých tento údaj nelze dohledat. To samé lze říci také o maximálních otáčkách obroku, které většina výrobců v dostupných zdrojích neuvádí.

Podobné polohovací zařízení na českém trhu chybí.

4 Vlastní řešení

V této kapitole jsou představeny jednotlivé návrhy možného řešení. Každý návrh obsahuje zhodnocení jeho výhod a nevýhod - po jejich zvážení je zvoleno nejvhodnějšího konstrukční řešení, které je dále rozpracováno v podobě návrhových a kontrolních výpočtů, tvorby 3D modelu, sestavných výkresů a výběru vhodného pohonu a zbylých komponent.

Všechny čtyři návrhy řešení mají společný základ způsobu řešení. Z jedné strany obrobku se nachází koník, který lze díky vedení posouvat o $\pm 1630 \text{ mm}$ (včetně rezervy na manipulaci s obrobkem při jeho upínání). Lze tak uzpůsobit pro volitelnou délku obrobku (omezenou maximální délkou 3200 mm a minimální délkou 100 mm). Dále se u všech návrhů řešení nachází z druhé strany obrobku unášecí deska, vřeteno, tubus a další komponenty (sady ložisek, těsnění, rozpěrné kroužky).

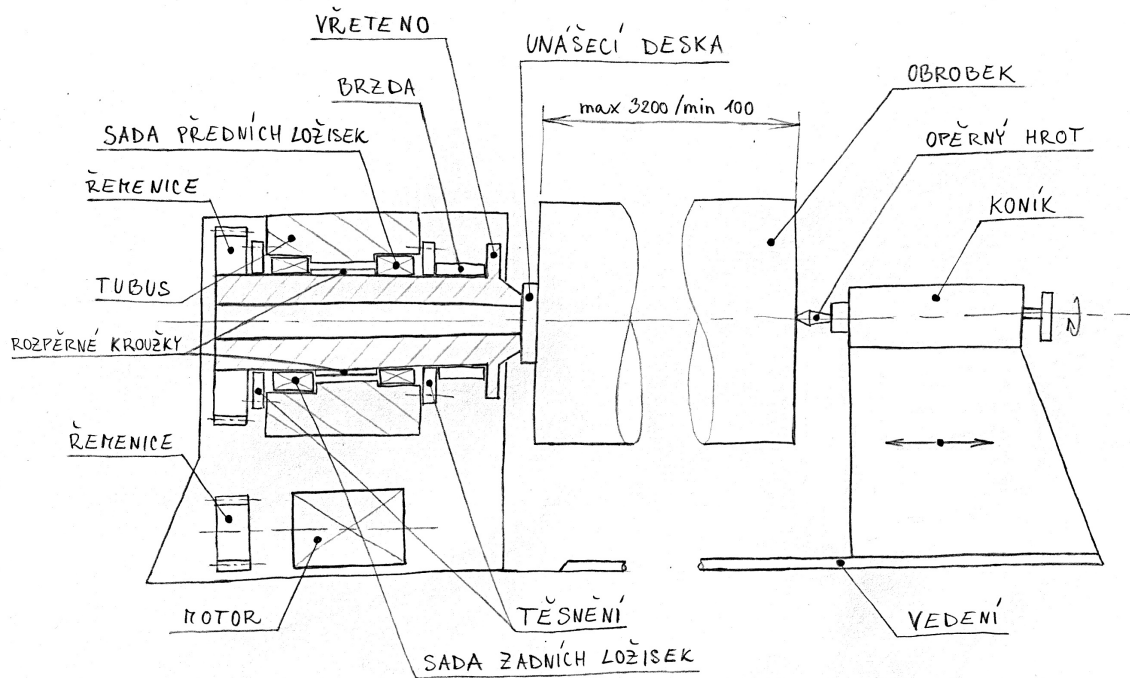
U všech čtyř návrhů řešení jsou teoreticky tři možné varianty umístění brzdy. První možnost je umístění brzdy před přední sadou ložisek. Tato sada ložisek by se tedy nacházela ve větší vzdálenosti od obrobku - v tomto případě by docházelo k většímu ohybovému momentu, což je nežádoucí. Tato varianta je použita v návrhu řešení A. Pokud bychom chtěli předejít velkému ohybovému momentu, může se brzda nacházet až za zadní sadou ložisek. Toto umístění je výhodnější z důvodu menší vzdálenosti přední sady ložisek od obrobku, tudíž menšího ohybového momentu, než u předchozí varianty umístění. Tato alternativa je naznačena v návrzích řešení B, C a D. Poslední variantou je umístění brzdy mezi přední a zadní sadou ložisek. Nevýhoda tohoto uspořádání spočívá v nutnosti použití těsnění z obou stran brzdy a větší konstrukční složitosti - tato varianta tedy dále rozpracována nebude.

4.1 Návrh řešení A - řemenice

U prvního návrhu řešení je pohon vřetene řešen řemenicemi a motorem uloženým ve vřeteníku pod vřetenem. Tato varianta řešení je schematicky znázorněna na Obr. 4.1. Na skice je naznačeno umístění brzdy před přední sadou ložisek, nicméně možné je i její umístění za zadní sadou ložisek.

Nevýhoda tohoto řešení může být v umístění pohonu ve vřeteníku přímo pod vřetenem, což může vyvolat nežádoucí tepelné ovlivňování vřetene (pokud motor nebude ve vřeteníku uložen v dostatečné vzdálenosti od vřetene).

Výhodou varianty A je jednoduchost řešení pohonu použitím řemenic. Převod pomocí řemenic je tichý a vhodný do prašného prostředí. Další vlastnosti řemenic budou záležet na zvoleném typu řemenu.



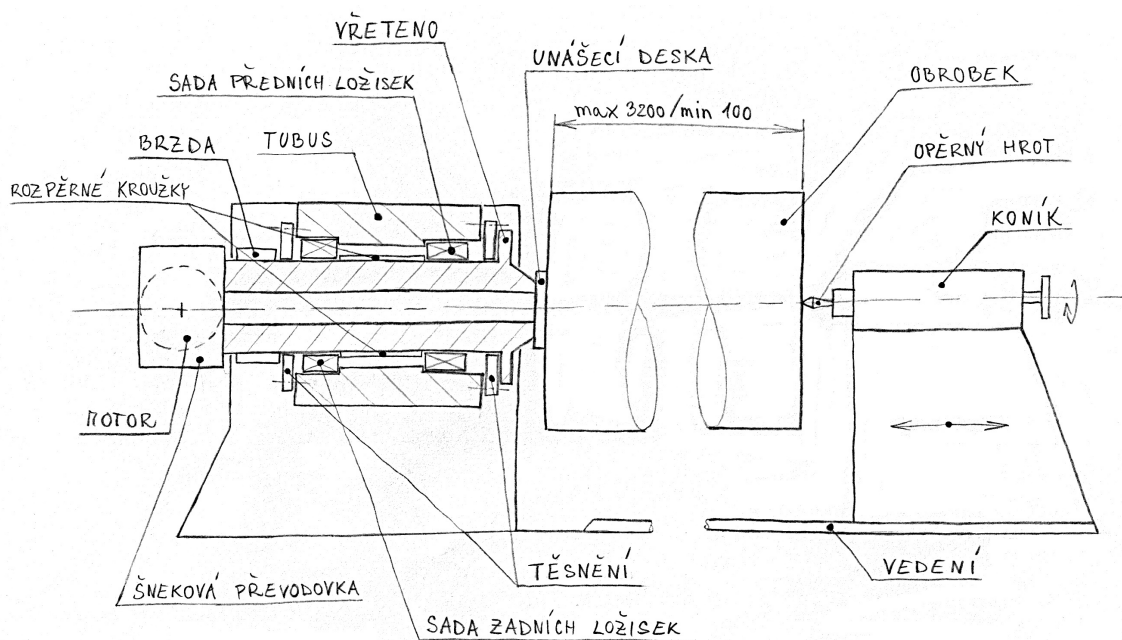
Obr. 4.1: Skica návrhu A

4.2 Návrh řešení B - šneková převodovka

Druhý návrh řeší pohon vřetene pomocí úhlové šnekové převodovky a motoru umístěného vedle této převodovky. Tato varianta řešení je schematicky znázorněna na Obr. 4.2, kde lze vidět mimo jiné i umístění brzdy za zadní sadou ložisek.

Nevýhodou tohoto uspořádání mohou být větší rozměry celé konstrukce, kvůli umístění převodovky a motoru za vřetenem, a s tím související nevyužití prostoru ve vřeteníku pod vřetenem. Dále nižší účinnost a přesnost šnekové převodovky.

Návrh B je příznivější z hlediska tepelného ovlivňování vřetene díky umístění motoru mimo vřeteník (z motoru se tedy může odvádět teplo přímo do okolí). Výhody šnekové převodovky spočívají v samosvornosti a nízké pořizovací ceně, oproti jiným převodovkám.



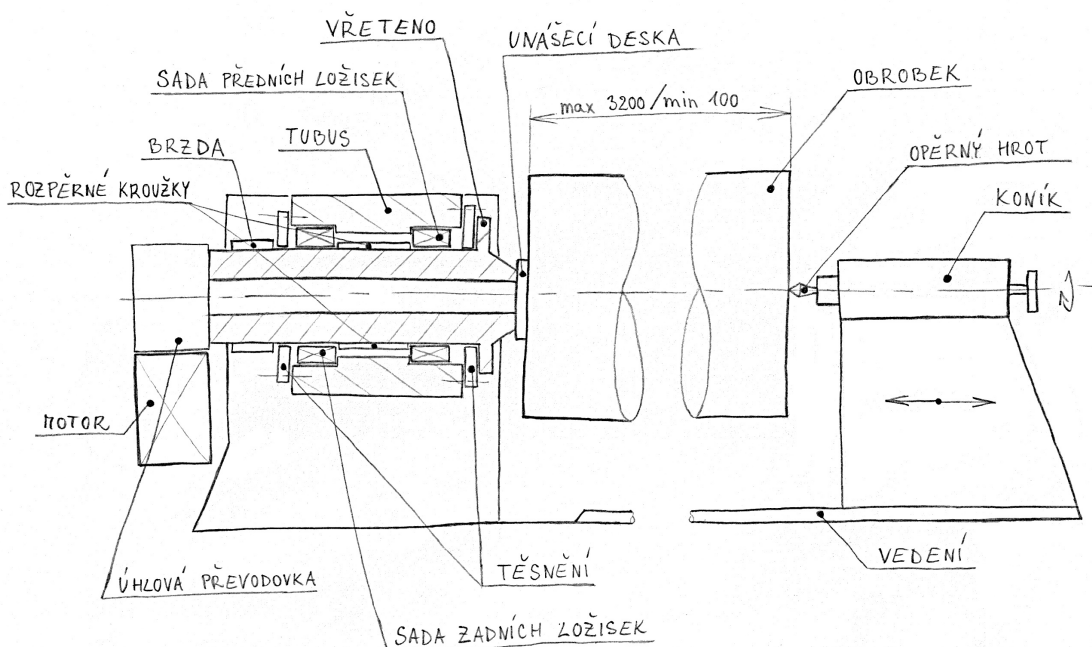
Obr. 4.2: Skica návrhu B

4.3 Návrh řešení C - planetová převodovka

V následující variantě řešení je navržen pohon vřetene pomocí úhlové planetové převodovky a motorem umístěným pod ni. Tato varianta řešení je schematicky znázorněna na Obr. 4.3. Na této skice je opět (jako u předchozí varianty) naznačeno umístění brzdy až za zadní sadou ložisek.

U návrhu C se opět pro umístění pohonu nevyužije prostor ve vřeteníku pod vřetenem, tudíž bude celé polohovací zařízení rozměrnější. Další nevýhodou je vyšší cena planetové převodovky v porovnání se šnekovou.

Tepelné ovlivnění vřetene, stejně jako u předchozí varianty, bude menší než při umístění motoru přímo pod vřeteno. Dalšími výhodami této varianty jsou menší rozměry tohoto typu převodovky (ovšem větší, než u cykloidní převodovky, která se nachází v posledním návrhu řešení - D), její vyšší přesnost, převodový poměr a tichý chod. Zároveň má tento typ převodovky nejvyšší účinnost ze všech variant návrhů.



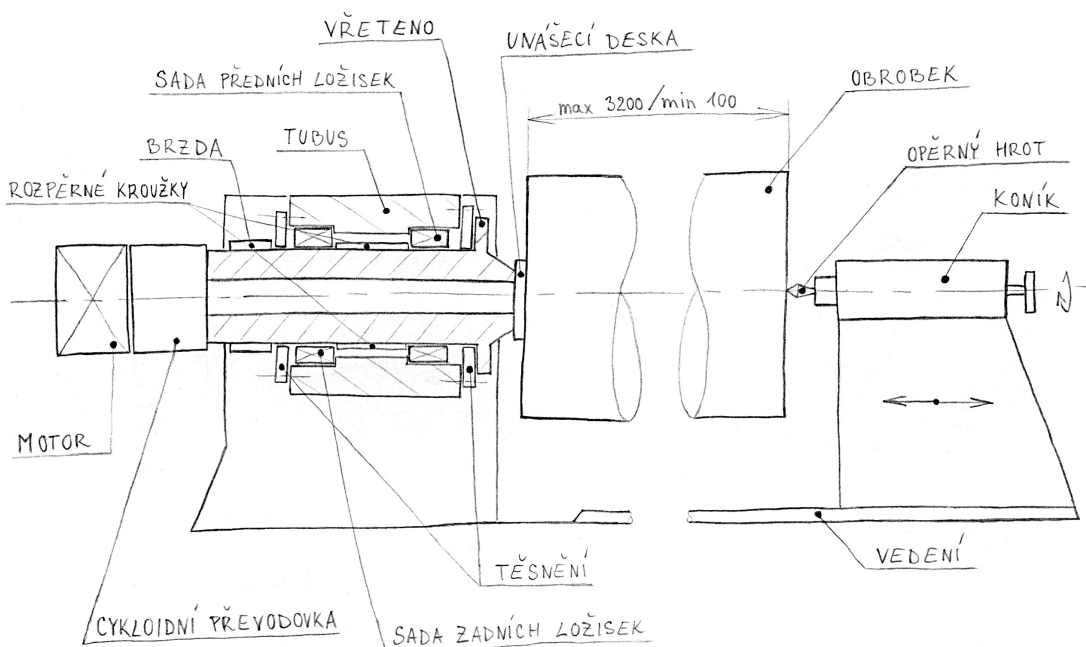
Obr. 4.3: Skica návrhu C

4.4 Návrh řešení D - cykloidní převodovka

U posledního návrhu řešení je na pohon vřetene použita cykloidní převodovka a motor připojený za ni. Tato varianta řešení je schematicky znázorněna na Obr. 4.4, na němž je naznačeno umístění brzdy až za zadní sadou ložisek.

Nevýhoda tohoto návrhu řešení spočívá opět v nevyužití prostoru ve vřeteníku, a s tím spojenými většími rozměry celé konstrukce. Zároveň cykloidní převodovka patří mezi dražší typy převodovek (nejdražší ze všech navrhovaných typů převodu).

Tato varianta řešení pohonu je výhodnější z hlediska tepelného ovlivňování vřetene, z důvodu umístění motoru mimo vřeteník. Výhodami cykloidní převodovky jsou vyšší účinnost, převodový poměr, menší rozměry a možnost vyššího zatížení, než u předchozích typů převodovek. Tento typ převodovky dosahuje vysoké přesnosti, torzní tuhosti a torzního momentu.



Obr. 4.4: Skica návrhu D

4.5 Výběr řešení

Na začátku této kapitoly bylo jako nejvhodnější zvoleno umístění brzdy za zadní sadou ložisek. Při výběru řešení tedy nebyla brána v úvahu varianta umístění brzdy před přední sadou ložisek, naznačena v prvním návrhu řešení - jednotlivé návrhy řešení se tedy liší pouze ve způsobu pohonu vřetene.

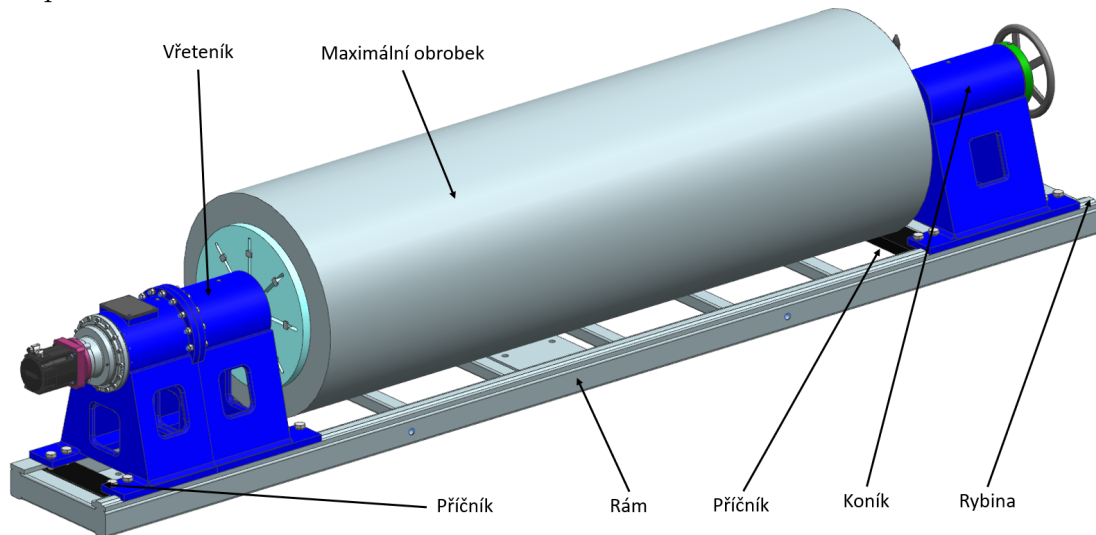
Nejdříve byly návrhy porovnány z hlediska druhu převodu, tedy návrh A (převod řemenicemi) s návrhy B, C a D (převod převodovkou). Převod řemenicemi je vhodný do prašného prostředí, má podstatně jednodušší konstrukci (výhodné z hlediska výměny komponent při poruše) a je levný. Velkou nevýhodou tohoto návrhu je ale větší tepelné ovlivňování vřetene, které je nežádoucí (toto by se dalo vyřešit umístěním motoru mimo vřeteník). Převod převodovkou je umístěn mimo vřeteník, tudíž se teplo může odvádět z motoru přímo do okolí a ne pod vřeteno. Zároveň dosahuje vyšší účinnosti a přesnosti (výjimkou je šneková převodovka), ale je konstrukčně složitější, dražší a celá konstrukce bude rozměrnější, kvůli umístění převodovky a motoru za vřeteno. Z důvodu vyšší přesnosti a účinnosti je jako vhodnější varianta zvolen převod převodovkou.

Následuje porovnání návrhů B, C a D a výběr finální varianty řešení z návrhů převodovky šnekové, planetové a cykloidní. Výhodami šnekové převodovky jsou samosvornost a nižší cena. Tyto převodovky ale obvykle mají nízkou účinnost a přesnost. Planetové převodovky jsou méně rozměrné, vykazují vyšší přesnost a účinnost, než předchozí druh převodovek. Kvůli těmto vlastnostem jsou ale dražší. Poslední variantou je převod cykloidní převodovkou. Její výhody spočívají ve vysoké přesnosti, převodovém poměru, torzní a momentové tuhosti a účinnosti (přibližně 85 % - záleží na konkrétním typu převodovky). Cykloidní převodovky mají schopnost přenést velký kroutící moment a v kombinaci s menšími rozměry (než předchozí typy převodovek dosahující stejných parametrů) je tento typ převodovky nejvhodnější. Nevýhodou cykloidních převodovek je opět jejich vysoká cena.

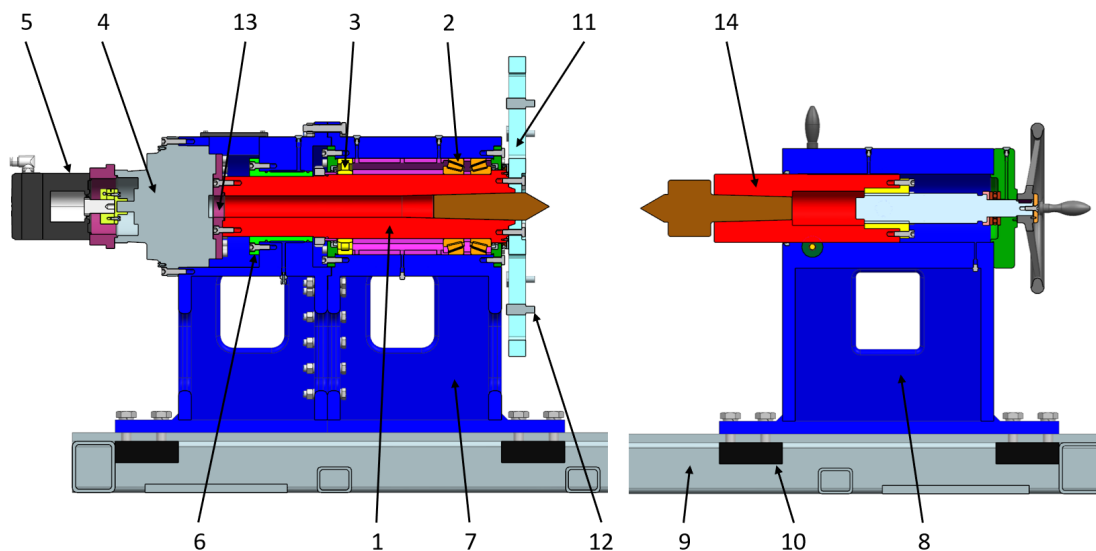
Po zvážení všech aspektů a po konzultaci se zadavatelem práce byl jako nejvhodnější zvolen návrh řešení D - převod cykloidní převodovkou - kvůli vysoké přesnosti, účinnosti, torzní a momentové tuhosti, schopnosti přenést velký kroutící moment a zároveň malým rozměrům oproti jiným typům převodovek dosahujících srovnatelných parametrů.

5 Výpočtová část

Nejdříve je (pro lepší orientaci v jednotlivých výpočtech) naznačen návrh konstrukce na Obr. 5.1 a na Obr. 5.2. Podrobný popis konstrukce je rozepsán v kapitole 6.



Obr. 5.1: 3D model sestavy



Obr. 5.2: Vřeteník a koník v podélném řezu (1-vřeteno, 2-přední sada ložisek, 3-zadní ložisko, 4-cykloidní převodovka, 5-motor, 6-brzda, 7-vřeteník, 8-koník, 9-rám, 10-přičník, 11-upínací deska, 12-kolík, 13-připojovací příruba převodovky, 14-pinola)

5.1 Návrhové výpočty

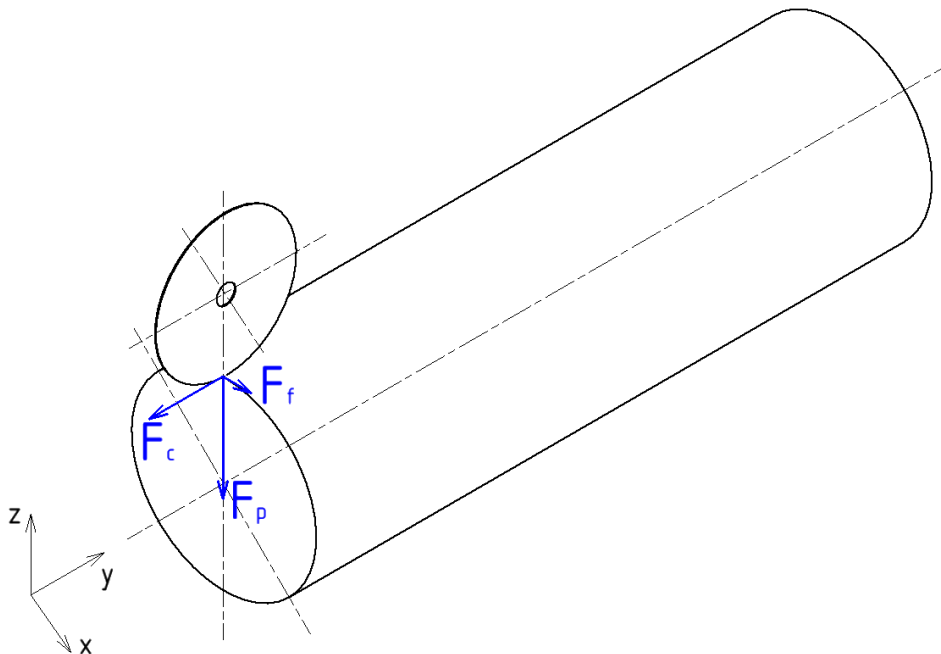
5.1.1 Výpočty sil

Jako první krok při návrhu polohovacího zařízení bylo potřeba vypočítat jednotlivé síly, které jsou uvažovány jako síly působící na celou konstrukci zařízení. Nejprve byl proveden výpočet sil zatěžujících obrobek - síly od řezného procesu a tíhová síla od hmotnosti obrobku.

Maximální tíhovou sílu G_{max} od hmotnosti odrobku lze vypočítat podle následujícího vzorce (5.1), kde maximální hmotnost obrobku m_{max} byla dána zadavatelem jako 6 500 kg a tíhové zrychlení g bylo uvažováno jako 9,81 $m.s^{-2}$.

$$G_{max} = m_{max} \cdot g = 6500 \cdot 9,81 = \mathbf{63\,765\,N} \quad (5.1)$$

Všechny složky sil od řezného procesu působící na obrobek při obrábění jsou zobrazeny na Obr. 5.3.



Obr. 5.3: Schéma sil působících na obrobek při obrábění

Celková řezná síla se skládá ze tří složek - řezné síly (tangenciální) F_C , pasivní síly (radiální) F_p a posuvné síly F_f . Poslední ze jmenovaných složek je nejmenší a lze ji ve výpočtech zanedbat. [19, 20]

Obrábění kamene je kvůli nehomogenitě materiálu složitý proces, který dosud nebyl přesně popsán. Proto bylo při stanovování řezné síly uvažováno více způsobů výpočtu (které jsou běžně aplikovatelné při obrábění oceli nebo kovů), z nichž byla vybrána nejvyšší hodnota této veličiny pro další výpočty. Toto polo-hovací zařízení má sloužit především při procesu broušení, ale bude dimenzováno na proces obrábění - jako nejnepříznivější z hlediska dosažení maximální řezné síly se jeví proces frézování kotoučovou frézou.

Před stanovením velikosti řezné síly bylo nutno provést několik dalších výpočtů hodnot, které byly ke stanovení řezných sil potřeba.

Jako první byl proveden výpočet měrné řezné síly k_C . Do vzorce (5.2) byly dosazovány hodnoty pevnosti v tlaku R_m frézovaného materiálu (v tomto případě žuly, která má nejvyšší hodnotu pevnosti v tlaku ze všech běžně obráběných kamenných materiálů) 240 N.mm^{-2} a konstanty odporu materiálu C_k , která má pro tento případ hodnotu 10 [-]. [20]

$$k_C = R_m \cdot C_k = 240 \cdot 10 = \mathbf{2400 \text{ N.mm}^{-2}} \quad (5.2)$$

Další veličinou, kterou bylo nutno vypočítat, jsou otáčky nástroje. Ty lze vypočítat podle následujícího vzorce (5.3), do kterého byly dosazovány hodnoty maximální rychlosti nástroje v_n jako 30 m/s (běžně používané při obrábění/broušení kamene) a maximálního průměru nástroje $D_n = 700 \text{ mm}$. Tento průměr byl zvolen podle diamantového kotouče 700 C2GCB firmy Urdiamant. [21, 22]

$$n_n = \frac{1000 \cdot v_n \cdot 60}{\pi \cdot D_n} = \frac{1000 \cdot 30 \cdot 60}{\pi \cdot 700} = \mathbf{818,5 \text{ ot/min}} \quad (5.3)$$

Následující výpočet (5.4) vede ke stanovení hodnoty posuvu na zub f_z . Hodnota rychlosti posuvu v_f - běžně používaná jako 3 m/min . Dále je do výpočtu dosazována veličina otáčky nástroje n_n a počet břitů nástroje z , kterých je na kotouči (stejném jako v předchozím výpočtu - 700 C2GCB) 20. [21, 22]

$$f_z = \frac{1000 \cdot v_f}{n_n \cdot z} = \frac{1000 \cdot 3}{818,5 \cdot 20} = \mathbf{0,183 \text{ mm}} \quad (5.4)$$

Dále byla stanovena střední tloušťka třísky h_m , která zahrnuje hodnoty posuvu na zub f_z , hloubky třísky $a_e = 5 \text{ mm}$, a průměru nástroje D_n , což je 700 mm . [21, 22]

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D_n}} = 0,183 \cdot \sqrt{\frac{5}{700}} = \mathbf{0,015 \text{ mm}} \quad (5.5)$$

První způsob stanovení řezné síly je výpočet podle vzorce (5.6), do kterého byly dosazovány hodnoty měrné řezné síly k_C , střední tloušťky třísky h_m a hloubky řezu a_p , která má hodnotu šířky kotouče $5,2 \text{ mm}$. [21, 22]

$$F_{C1} = k_C \cdot a_p \cdot h_m = 2400 \cdot 5,2 \cdot 0,015 = \mathbf{193,3 \text{ N}} \quad (5.6)$$

Velikost řezné síly se dá vypočítat také ze vztahu (5.7), ve kterém byly uvažovány hodnoty měrné řezné síly k_c , hloubky řezu a_p , za kterou byla dosazována hodnota $5,2 \text{ mm}$, hloubky třísky a_e (daná zadavatelem jako 5 mm), rychlost posuvu v_f (stanovena zadavatelem jako 3 m/min) a rychlost nástroje v_n (určena zadavatelem jako 30 m/s). [21, 22]

$$F_{C2} = \frac{k_c \cdot a_p \cdot a_e \cdot v_f}{60 \cdot v_n} = \frac{2400 \cdot 5,2 \cdot 5 \cdot 3}{60 \cdot 30} = \mathbf{104 \text{ N}} \quad (5.7)$$

Poslední způsob výpočtu hodnoty řezné síly byl proveden podle vzorce (5.8), ve kterém figuruje rychlost nástroje v_n s hodnotou 30 m/s a výkon P vřetene (které

pohání nástroj). Pro tento výpočet bylo uvažováno vřeteno formátovací pily CARBO COMPACT CNC firmy KASPE Machines o výkonu 15 000 W. [19]

$$F_{C3} = \frac{P}{v_n} = \frac{15000}{30} = \mathbf{500\ N} \quad (5.8)$$

Pro další výpočty bylo potřeba vybrat nejvyšší hodnotu řezné síly F_{Cmax} ze všech tří vypočítaných.

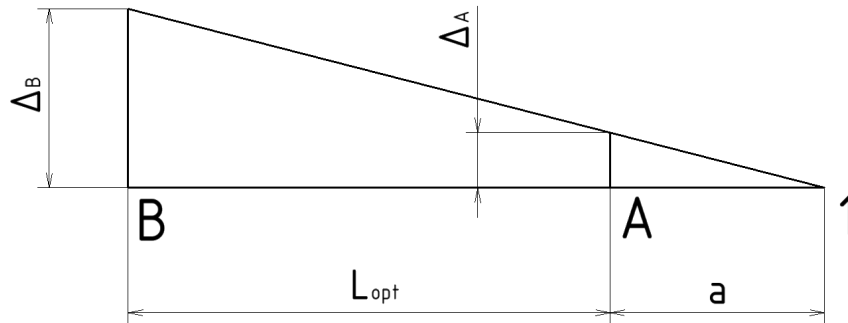
$$F_{Cmax} = \max \{F_{C1}; F_{C2}; F_{C3}\} = \max \{193, 3; 104; 500\} = \mathbf{500\ N} \quad (5.9)$$

Poslední síla, kterou bylo nutno znát pro další výpočty, je síla pasivní F_p . Tato síla má velikost přibližně trojnásobku řezné síly F_{Cmax} . [19]

$$F_p = F_{Cmax} \cdot 3 = 500 \cdot 3 = \mathbf{1500\ N} \quad (5.10)$$

5.1.2 Výpočet optimální vzdálenosti ložisek

Optimální vzdálenost ložisek L_{opt} byla z hlediska přesnosti chodu stanovena podle vzorce (5.11) z hodnot radiálního házení jednotlivých ložisek (tedy obvodového radiálního házení povrchu díry vnitřního kroužku sestaveného ložiska vzhledem k ose). Jako ložisko A byla předběžně zvolena sada dvou kuželíkových ložisek 32030-X P5 s radiálním házením vnitřního kroužku Δ_A 11 μm a jako ložisko B válečkové ložisko NU1030EM** s radiálním házením vnitřního kroužku Δ_B 30 μm . Dále byla uvažována délka vyložení vřetene a (vzdálenost obrobku od přední sady ložisek A) jako 165 mm. Zjednodušené schéma radiálních házení a vzdálenosti ložisek je zobrazeno na Obr. 5.4. Toto schéma platí při nulovém házení volného konce vřetene označeného číslem 1. Optimální vzdálenost ložisek je tedy taková vzdálenost, při které dochází k teoreticky nulovému házení volného konce vřetene. [23, 24, 25]



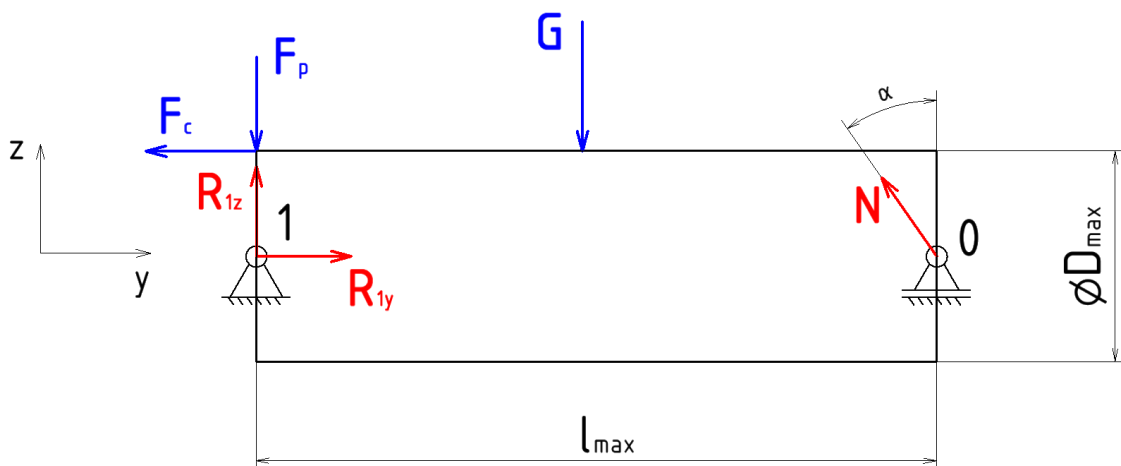
Obr. 5.4: Schéma radiálních házení ložisek

$$L_{opt} = a \cdot \frac{\Delta_B - \Delta_A}{\Delta_A} = 165 \cdot \frac{30 - 11}{11} = \mathbf{285 \text{ mm}} \quad (5.11)$$

Vzdálenost L sady ložisek A a ložiska B byla tedy zvolena jako 285 mm .

5.1.3 Výpočet reakcí v podporách

Nejprve byl proveden výpočet reakcí N , R_{1y} a R_{1z} od zatížení obrobku v místě pravého a levého hrotu. Tyto síly jsou schematicky zobrazeny na Obr. 5.5.



Obr. 5.5: Schéma sil a reakcí působících na obrobek

Výpočet byl názorně proveden pro případ nástroje nacházejícího se na levém okraji obrobku. Do rovnic (pro všechny tři případy polohy nástroje) byly dosazovány

hodnoty maximální délky obrobku l_{max} , což je 3200 mm , maximálního průměru obrobku D_{max} , který byl zadán jako 960 mm , maximální tíhové síly obrobku G_{max} ($63\,765 \text{ N}$), maximální řezné síly nástroje F_{Cmax} , která byla stanovena jako 500 N , pasivní síly F_p (1500 N) a polovičního vrcholového úhlu hrotu koníku α (uvažováno 30°). Výsledné hodnoty reakcí od zatížení obrobku pro případy zatížení obrobku při nástroji nacházejícím se uprostřed, na pravém i na levém kraji obrobku jsou uvedeny v Tab. 5.1.

$$\begin{aligned}
 y: & -F_{Cmax} + R_{1y} - N \cdot \sin(\alpha) = 0 \\
 \Rightarrow R_{1y} & = F_{Cmax} + \frac{G_{max} \cdot l_{max} - F_{Cmax} \cdot D_{max}}{2 \cdot l_{max}} \cdot \tan(\alpha)
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

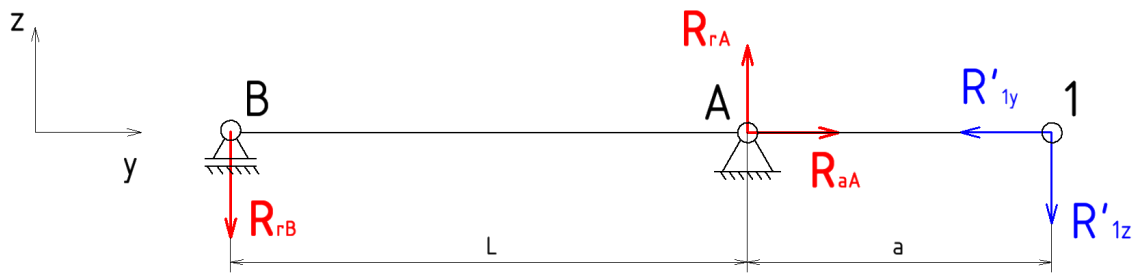
$$\begin{aligned}
 z: & -G_{max} - F_p + R_{1z} + N \cdot \cos(\alpha) = 0 \\
 \Rightarrow R_{1z} & = G_{max} + F_p - \frac{G_{max} \cdot l_{max} - F_{Cmax} \cdot D_{max}}{2 \cdot l_{max}}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

$$\begin{aligned}
 M_1: & -G_{max} \cdot \frac{l_{max}}{2} + F_{Cmax} \cdot \frac{D_{max}}{2} + N \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{max} = 0 \\
 \Rightarrow N & = \frac{G_{max} \cdot l_{max} - F_{Cmax} \cdot D_{max}}{2 \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{max}}
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

Tab. 5.1: Hodnoty reakcí od zatížení obrobku

	Nástroj vlevo	Nástroj uprostřed	Nástroj vpravo
N	$36\,728,14 \text{ N}$	$37\,594,16 \text{ N}$	$38\,460,19 \text{ N}$
R_{1y}	$18\,864,07 \text{ N}$	$19\,297,08 \text{ N}$	$19\,730,09 \text{ N}$
R_{1z}	$33\,457,5 \text{ N}$	$32\,707,5 \text{ N}$	$31\,957,5 \text{ N}$

Dalším krokem byl výpočet axiální reakce R_{aA} v podpoře A a radiálních reakcí R_{rA} a R_{rB} v podporách A a B vřetene. Schéma těchto reakcí a zatížení působících na vřeteno je zobrazeno na Obr. 5.6. V předchozím kroku byly vypočítány reakce od zatížení obrobku R_{1y} a R_{1z} . V tomto případě byly dosazovány jako opačně orientované (R'_{1y} a R'_{1z}), protože bylo potřeba uvažovat zatížení od sil působících na obrobek (ne reakce vyrovnávající toto zatížení).



Obr. 5.6: Schéma sil a reakcí působících na vřeteno

Následuje rozepsání rovnic rovnováhy pro síly a reakce působící na vřeteno. Do rovnic byly dosazovány hodnoty vypočtených opačně orientovaných reakcí R'_{1y} a R'_{1z} , délka vyložení vřetene a (165 mm) a vzdálenost ložisek L , která byla vypočtena jako 285 mm . Výsledné hodnoty reakcí s použitím hodnot zatížení všech tří případů umístění nástroje byly opět sepsány do Tab. 5.2.

$$y: R_{aA} - R'_{1y} = 0 \Rightarrow R_{aA} = R'_{1y} \tag{5.15}$$

$$z: R_{rA} - R_{rB} - R'_{1z} = 0 \Rightarrow R_{rA} = \frac{R'_{1z} \cdot (a + L)}{L} \tag{5.16}$$

$$M_A: R_{rB} \cdot L - R'_{1z} \cdot a = 0 \Rightarrow R_{rB} = \frac{R'_{1z} \cdot a}{L} \tag{5.17}$$

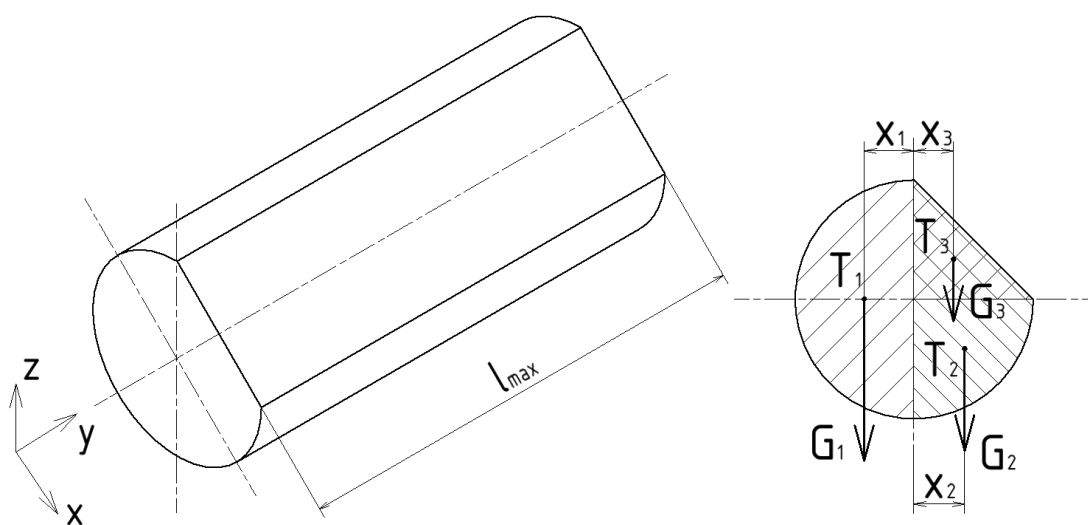
Tab. 5.2: Hodnoty reakcí od zatížení vřetene

	Nástroj vlevo	Nástroj uprostřed	Nástroj vpravo
R_{rB}	19 370, 13 N	18 935, 92 N	18 501, 71 N
R_{rA}	52 827, 63 N	51 643, 42 N	50 459, 21 N
R_{aA}	18 864, 07 N	19 297, 08 N	19 730, 09 N

Pro další výpočty byla uvažována vždy nejvyšší hodnota z těchto tří případů, tzn. R_{rB} jako 19 370, 13 N, R_{rA} jako 52 827, 63 N a R_{aA} jako 19 730, 09 N.

5.1.4 Výpočet potřebných parametrů převodovky a motoru

K výběru konkrétního typu cykloidní převodovky bylo nutné znát celkový potřebný krouticí moment M_{Kc} . Tato hodnota lze vypočítat jako součet momentu M_v , který je potřeba na vyvážení určité nevyváhy obrobku, a hodnoty krouticího momentu M_k od řezné síly F_C nástroje.



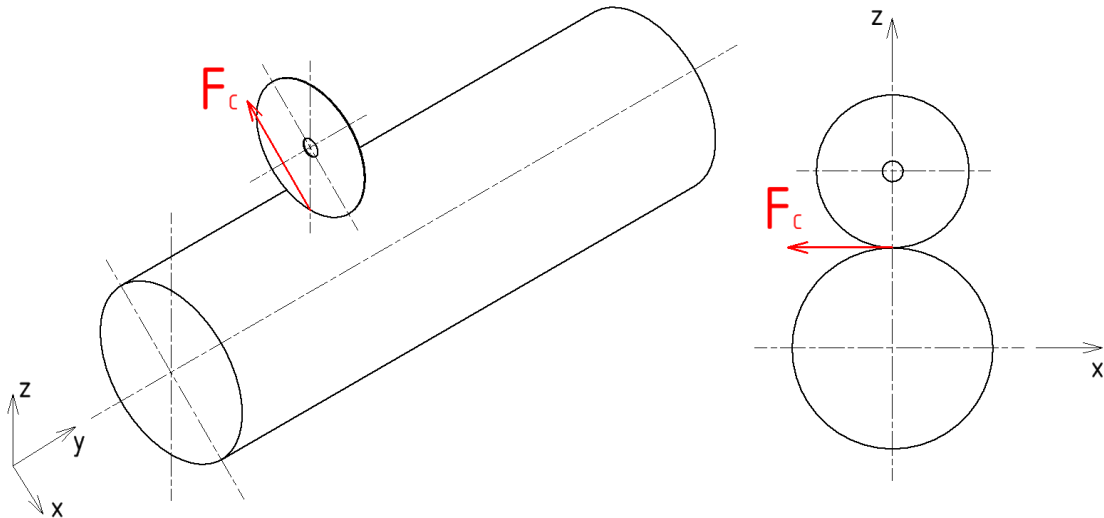
Obr. 5.7: Schéma řezné síly působící na obrobek

Pro výpočet momentu M_v (vyvažujícího nevyváhu obrobku) byl uvažován teoretický tvar obrobku naznačený na Obr. 5.7, tzn. tři čtvrtiny obrobku ve tvaru válce s maximálními možnými rozměry obrobku a jedna čtvrtina obrobku ve tvaru kvádru vepsaného do maximálních rozměrů obrobku.

Výpočet byl proveden dle vzorce (5.18) jako rozdíl tíhové síly G_1 na rameni x_1 levé strany obrobku a tíhové síly G_2 na rameni x_2 a G_3 na rameni x_3 pravé strany obrobku.

$$M_v = G_1 \cdot x_1 - G_2 \cdot x_2 - G_3 \cdot x_3 = 31\,882,5 \cdot 203,72 - 15\,941,25 \cdot 203,72 - 10\,148,5 \cdot 160 = \mathbf{1623,76\,N.m} \quad (5.18)$$

Následuje výpočet krouticího momentu M_k od řezné síly nástroje, což je znázorněno na Obr. 5.8. Pro tento výpočet byly použity hodnoty maximální řezné síly F_{Cmax} a maximální poloměr obrobku R_{max} .



Obr. 5.8: Schéma obrobku uvažovaného pro výpočet jeho nevyváhy

$$M_k = F_{Cmax} \cdot R_{max} = 500 \cdot 480 = \mathbf{240 \text{ N.m}} \quad (5.19)$$

Jak už bylo zmíněno na začátku této kapitoly, celkový potřebný krouticí moment M_{Kc} lze získat ze součtu vyvažujícího momentu M_v a krouticího momentu od řezné síly nástroje M_k .

$$M_{Kc} = M_v + M_k = 1623,76 + 240 = \mathbf{1863,76 \text{ N.m}} \quad (5.20)$$

Po vypočtení celkového potřebného krouticího momentu M_{Kc} byla vybrána kompaktní cykloidní převodovka NABTESCO - RD-320E-185 dosahující jmenovitého momentu 3136 $N.m$. Jmenovitý moment převodovky je o mnoho vyšší než vypočtená hodnota z důvodu bezpečnosti a možnosti větší (než uvažované) nevyváhy obrobku. Zároveň je cykloidní převodovka RD-320E-185 přesná - výrobce uvádí

minimální přesnost 1 úhlovou minutu, což na maximálním průměru obrobku D_{max} (960 mm) činí 0,142 mm. [26]

Následuje výpočet potřebného krouticího momentu M_M motoru a jeho výběr. Ve výpočtu byly uvažovány hodnoty celkového potřebného krouticího momentu M_{Kc} , převodového poměru převodovky i jako 185 a její účinnost η jako 0,85. [26, 27]

$$M_M = \frac{M_{Kc}}{i \cdot \eta} = \frac{1863,76}{185 \cdot 0,85} = \mathbf{11,85 \text{ N.m}} \quad (5.21)$$

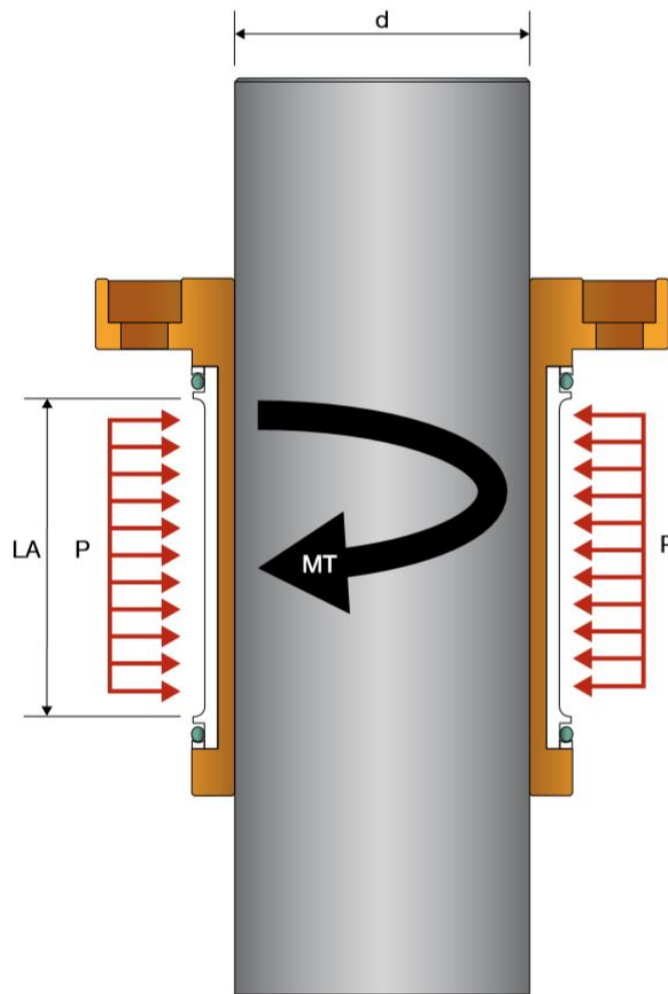
Pro zjištění jmenovitého momentu konkrétního motoru bylo potřeba vypočítat jeho otáčky n_M z maximálních otáček vřetene n_{max} a převodového poměru převodovky i .

$$n_M = n_{max} \cdot i = 5 \cdot 185 = \mathbf{925 \text{ ot/min}} \quad (5.22)$$

S ohledem na vypočítané parametry byl vybrán servomotor SIMOTICS S-1FK2 firmy SIEMENS, konkrétně typ 1FK2208-3AC00-0MB0, který má při otáčkách 925 ot/min jmenovitý moment přibližně 16,7 N.m, tzn. že vypočítanému krouticímu momentu M_M vyhovuje. [28]

5.1.5 Návrh brzdy

V této kapitole byl vypočítán potřebný brzdny moment M_T vybrané brzdy. Hydraulickou brzdu typu H208.2.1.1 s vnitřním průměrem d_b 140 mm a funkční délkou LA 84 mm (část brzdy, na kterou působí tlak - viz Obr. 5.9) nabízí firma Hydroservice. Tato brzda slouží k zabrzdění vřetene a jeho setrvání v jedné poloze. Pro výpočet byl uvažován pracovní tlak brzdy P_b 80 bar. Do výpočtu jsou dále dosazovány vnitřní poloměr brzdy r_b a střední statický koeficient tření μ , který má hodnotu 0,1. [29]



Obr. 5.9: Schéma hydraulické brzdy [29]

$$\begin{aligned}
 M_T &= \frac{d_b \cdot LA \cdot P_b \cdot 9,81 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_b}{10^6} = \frac{140 \cdot 84 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 70}{10^6} = \\
 &= 202,96 \text{ daN.m} = 202,96 \cdot 10 = \mathbf{2029,6 \text{ N.m}}
 \end{aligned}
 \tag{5.23}$$

Tato hodnota je vyšší, než celkový potřebný krouticí moment M_{Kc} , který byl v předchozí kapitole vypočítán jako $1863,76 \text{ N.m}$, tzn. že brzda splňuje požadavky. Dokáže tedy ubrzdit maximální krouticí moment vřetene M_{Kc} (nicméně lze použít i vyšší tlak pro vyvození většího brzdného momentu).

5.1.6 Návrh ložisek

Užitím hodnot zatížení ložisek vypočítaných v předešlých kapitolách byla navržena ložiska. Nejprve byl proveden výpočet únosností a výběr zadního ložiska (označeného jako ložisko B) a následně totéž pro přední ložisko (označeno jako ložisko A).

Ložisko B má funkci axiálně volného ložiska, tzn. že na něj působí pouze radiální síla (R_{rB}). Proto byla do vzorce (5.24) za ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_B dosazována hodnota tohoto skutečného radiálního zatížení ložiska R_{rB} . Další hodnoty dosazované při výpočtu základní dynamické únosnosti C_B ložiska B jsou základní trvanlivost v hodinách L_{10h} , která byla uvažována jako 20 000 h, dále exponent rovnice trvanlivosti p_B (pro ložiska s čárovým stykem má hodnotu 10/3) a maximální otáčky obrobku (respektive vřetene) n_{max} . [24, 25]

$$\begin{aligned} C_B &= P_B \cdot \sqrt[p_B]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{max}}{10^6}} = R_{rB} \cdot \sqrt[p_B]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{max}}{10^6}} = \\ &= 19\,370,13 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{20\,000 \cdot 60 \cdot 5}{10^6}} = \mathbf{33\,157,2\,N} \end{aligned} \quad (5.24)$$

Dále byla vypočtena základní statická únosnost C_{0B} ložiska B. Ve výpočtu (5.25) figuruje ekvivalentní statické zatížení ložiska P_{0B} , za které byla opět dosazována hodnota skutečného radiálního zatížení ložiska R_{rB} a součinitel statické bezpečnosti s_0 , který byl uvažován jako 1,5. [24, 25]

$$C_{0B} = P_{0B} \cdot s_0 = R_{rB} \cdot s_0 = 19\,370,13 \cdot 1,5 = \mathbf{29\,055,2\,N} \quad (5.25)$$

S ohledem na zástavbové rozměry a výsledek výpočtů únosností bylo vybráno jednořadé válečkové ložisko NU1030EM** (výrobce ZKL), jehož základní dynamická únosnost je 274 kN a základní statická únosnost 350 kN. Hodnoty všech zmíněných únosností jsou uvedeny v Tab. 5.3. [24]

Tab. 5.3: Únosnosti ložiska B [24]

	zákl. dyn. únosnost	zákl. stat. únosnost
Vypočítané hodnoty	33 157,2 N	29 055,2 N
Katalogové hodnoty	274 000 N	350 000 N

Přední sada ložisek A má funkci axiálně vodícího ložiska, tzn. že na něj působí skutečné radiální (R_{rA}) i skutečné axiální (R_{aA}) zatížení. Z tohoto důvodu byl výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska P_A prováděn přes vzorec (5.27). Pro určení konkrétního vzorce bylo potřeba porovnat poměr axiálního a radiálního zatížení s výpočtovým součinitelem e . Protože jsou k výpočtu potřeba parametry konkrétního ložiska, byla jako sada ložisek A předběžně vybrána sada dvou kuželíkových ložisek 32030-X P5 (výrobce ZKL) uspořádaných zády k sobě (do „O”). Hodnoty výpočtových součinitelů tohoto typu ložiska jsou uvedeny v Tab. 5.4. Konstanty Y a Y_0 jsou součinitele axiálního zatížení ložiska. [24, 25]

Tab. 5.4: Hodnoty výpočtových součinitelů ložiska 32030-X P5 [24]

e	0,46
Y	1.31
Y_0	0,72

$$\frac{R_{aA}}{R_{rA}} \leq e$$

$$\frac{19\,730,09}{52\,827,63} \leq 0,46 \tag{5.26}$$

$$0,373 \leq 0,46$$

Vztah (5.26) platí, tzn. že ekvivalentního zatížení P_A sady ložisek A se rovná radiálnímu zatížení (R_{rA}).

$$P_A = R_{rA} = \mathbf{52\,827,63\,N} \tag{5.27}$$

Dalším krokem při návrhu ložisek je výpočet základní dynamické únosnosti C_{sA} sady ložisek A. Do vzorce (5.28) byly dosazovány hodnoty základní trvanlivosti v hodinách L_{10h} , která byla pro danou aplikaci uvažována jako 20 000 h, dále exponent rovnice trvanlivosti p_A (pro ložiska s čárovým stykem má hodnotu 10/3) a maximální otáčky obrobku (respektive vřetene) n_{max} . [24, 25]

$$C_{sA} = P_A \cdot \sqrt[p_A]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{max}}{10^6}} = 52\,827,63 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{20\,000 \cdot 60 \cdot 5}{10^6}} = \mathbf{90\,428,7\,N} \quad (5.28)$$

Dále byla vypočtena základní statická únosnost C_{s0A} sady ložisek A. Do výpočtu (5.30) bylo dosazováno ekvivalentní statické zatížení sady ložisek P_{0A} a součinitel statické bezpečnosti s_0 , za který byla jako u zadního ložiska dosazována hodnota 1,5. Výpočet ekvivalentního statického zatížení sady ložisek P_{0A} byl proveden podle vzorce (5.29). [24, 25]

$$P_{0A} = R_{rA} + Y_0 \cdot R_{aA} = 52\,827,63 + 0,72 \cdot 19\,730,09 = \mathbf{40\,619,5\,N} \quad (5.29)$$

Pokud je ekvivalentní statické zatížení sady ložisek P_{0A} menší než radiální zatížení R_{rA} (což pro tento případ platí), do výpočtu základní statické únosnosti C_{s0A} se místo hodnoty ekvivalentního statického zatížení P_{0A} dosazuje hodnota radiálního zatížení ložiska A R_{rA} . [24, 25]

$$C_{s0A} = R_{rA} \cdot s_0 = 52\,827,63 \cdot 1,5 = \mathbf{79\,241,4\,N} \quad (5.30)$$

Pro ověření, zda jsou základní únosnosti vybraného ložiska dostačující, byl proveden přepočítání pro jedno ložisko. V těchto výpočtech figurují již vypočítané základní únosnosti sady ložisek A a výpočtové součinitele pro sady ložisek. První výpočtový součinitel h má pro základní dynamickou únosnost ložiska C_A (a počet

dvou ložisek v sadě) hodnotu 1,62. Druhý výpočtový součinitel h_o má pro základní statickou únosnost ložiska C_{0A} hodnotu 2. [24, 25, 30]

$$C_A = \frac{C_{sA}}{h} = \frac{90\,428,7}{1,62} = \mathbf{55\,820,2\,N} \quad (5.31)$$

$$C_{0A} = \frac{C_{s0A}}{h_0} = \frac{79\,241,4}{2} = \mathbf{39\,620,7\,N} \quad (5.32)$$

Ložisko 32030-X P5 má podle katalogu hodnotu základní dynamické únosnosti 390 kN a hodnotu základní statické únosnosti 663 kN. Toto ložisko tedy základní dynamickou i statickou únosností vyhovuje a proto bylo zvoleno. Hodnoty všech zmíněných únosností jsou uvedeny v Tab. 5.5. [24]

Tab. 5.5: Únosnosti ložiska v sadě A [24]

	zákl. dyn. únosnost	zákl. stat. únosnost
Vypočítané hodnoty	55 820,2 N	39 620,7 N
Katalogové hodnoty	390 000 N	663 000 N

5.1.7 Výběr maziva, výpočet potřebného množství a domazávacího intervalu

Nejprve byl proveden výpočet a výběr maziva pro sadu ložisek A a pro ložisko B. Vzhledem k nízkým otáčkám vřetene (maximálně 5 ot/min) není potřeba odvádět teplo olejem, proto bylo na mazání ložisek zvoleno plastické mazivo. Zároveň je tento způsob mazání vhodný z důvodu jednoduchosti a nižších nákladů. Konkrétně bylo vybráno ložiskové plastické mazivo SKF LGFQ 2, které je vhodné pro vyšší zatížení ložisek a pro nízké otáčky. [25]

Množství plastického maziva pro počáteční náplň bylo stanoveno podle vzorce (5.35). Do tohoto vzorce byly dosazovány hmotnosti maziva spočítané pro volné prostory uvnitř tubusu, tzn. v ložiscích (kuželíkovém m_k a válečkovém m_v), mezi jednotlivými sadami ložisek (m_1) a mezi jednotlivými kuželíkovými ložisky (m_2). Tyto

hodnoty jsou společně s objemem volných prostor v jednotlivých částech vnitřku tubusu zobrazeny v Tab. 5.6 a lze je vypočítat podle vztahu (5.33) pro ložiska a podle vztahu (5.34) pro zbylé prostory. [25]

$$m_{k,v} = \frac{V_{k,v}}{0,9} \tag{5.33}$$

$$m_{1,2} = \frac{0,8 \cdot V_{1,2}}{0,9} \tag{5.34}$$

Tab. 5.6: Objemy jednotlivých částí volných prostor a hmotnosti potřebného maziva [25]

	$V_i \text{ (cm}^3\text{)}$	$m_i \text{ (g)}$
Kuželíkové ložisko	239,78	266,42
Válečkové ložisko	143,64	159,60
Prostor mezi sadami ložisek	1941,35	1725,64
Prostor mezi kuželíkovými ložisky	226,80	201,60

$$m_c = 2 \cdot m_k + m_v + m_1 + m_2 = 2 \cdot 266,42 + 159,6 + 1725,64 + 201,60 = \tag{5.35}$$

$$= \mathbf{2619,67 \text{ g}}$$

Kvůli zjednodušení a možné nepřesnosti provedených výpočtů bylo zvoleno vyšší množství maziva a to 2800 g.

Následuje výpočet množství plastického maziva pro domazávání podle vzorce (5.36), který uvažuje vnější průměr a délku jednotlivých částí. Hodnoty vypočítaného množství maziva potřebného na domazávání pro jednotlivé části vnitřku tubusu jsou uvedeny v Tab. 5.7. [25]

$$G_{pi} = 0,005 \cdot D_i \cdot B_i \tag{5.36}$$

Tab. 5.7: Množství maziva pro doplnění [25]

	G_{pi} (g)
Kuželíkové ložisko	54
Válečkové ložisko	39, 38
Prostor mezi sadami ložisek	237, 94
Prostor mezi kuželíkovými ložisky	18

$$G_{pc} = 2 \cdot G_{pk} + G_{pv} + G_{p1} + G_{p2} = 2 \cdot 54 + 39, 38 + 237, 94 + 18 = \mathbf{403,31 \text{ g}}$$
(5.37)

Kvůli možné nepřesnosti výpočtů bylo opět zvoleno vyšší množství maziva, tedy 450 g.

Nakonec byl stanoven domazávací interval. K tomu je potřeba vypočítat součinitel $nd_m b_f$ a poměr zatížení C/P , který pro případ největšího zatížení vychází 7. Z těchto hodnot lze z Diagramu domazávacích intervalů (viz Příloha 3) vyčíst odhadovaný domazávací interval t_f . Do vzorce (5.38) byly dosazovány maximální otáčky vřetene n_{max} , střední průměr ložiska d_m a součinitel ložiska b_f , který má pro kuželíková ložiska hodnotu 2 (pro válečková 1, 5). [25]

$$nd_m b_f = n_{max} \cdot d_m \cdot b_f = 5 \cdot 187, 5 \cdot 2 = \mathbf{1875 \text{ mm/min}}$$
(5.38)

Odhadovaný domazávací interval t_f je tedy pro hodnotu součinitele $nd_m b_f$ 1875 mm/min přibližně 10 000 provozních hodin.

Pro mazání kluzného vedení pinoly koníku a axiálního kuličkového ložiska pohybového šroubu bylo zvoleno stejné mazivo jako pro vřetenová ložiska, tedy ložiskové plastické mazivo SKF LGFQ 2. Domazávací interval byl zvolen jako 40 provozních hodin z důvodu prašného a agresivního (silně korozivního kvůli demineralizované chladicí kapalině) prostředí a velkého zatížení. Bylo ale potřeba spočítat potřebné množství maziva.

Výpočet potřebného množství maziva pro axiální kuličkové ložisko pohybového šroubu byl proveden stejným způsobem, jako pro vřetenová ložiska. Do vzorce (5.39) pro výpočet hmotnosti potřebného maziva m_a byla dosazována velikost volného prostoru v axiálním ložisku V_a . [25]

$$m_a = \frac{V_a}{0,9} \tag{5.39}$$

Podobným způsobem bylo stanoveno množství potřebného maziva pro mazání kluzného vedení pinoly. Zde byla uvažována velikost vnitřního prostoru koníku V_3 při nulovém zdvihu pinoly (tzn. v krajní poloze pinoly v koníku).

$$m_3 = \frac{0,8 \cdot V_3}{0,9} \tag{5.40}$$

Vypočítané hodnoty potřebného množství maziva a objem volných prostor v jednotlivých prostorech jsou vypsány v Tab. 5.8.

Tab. 5.8: Objemy jednotlivých částí volných prostor a hmotnosti potřebného maziva [25]

	$V_i \text{ (cm}^3\text{)}$	$m_i \text{ (g)}$
Axiální ložisko	21,05	23,39
Vnitřní prostor koníku	766,77	681,56

Potřebná množství maziva byla kvůli značnému zjednodušení výpočtů (především výpočtu vnitřního prostoru koníku) zvolena o něco vyšší. Pro mazání axiálního kuličkového ložiska pohybového šroubu bylo zvoleno 25 g a pro mazání kluzného vedení pinoly 700 g.

Posledním výpočtem této kapitoly je stanovení množství plastického maziva pro domazávání. Pro axiální ložisko lze použít vzorec (5.41), který uvažuje vnější průměr a délku ložiska. Pro kluzné vedení bylo uvažováno doplnění 1/6 počátečního

množství náplně - tato hodnota vychází z poměrů počátečního a doplněného množství maziva u předešlých výpočtů. [25]

$$G_{pi} = 0,005 \cdot D_i \cdot B_i \quad (5.41)$$

Zmíněné hodnoty množství maziva na domazávání jednotlivých komponent jsou uvedeny v Tab. 5.9.

Tab. 5.9: Množství maziva pro doplnění [25]

	$G_{pi} (g)$
Axiální ložisko	10, 14
Vnitřní prostor koníku	113, 60

Zde bylo také zvoleno vyšší množství maziva na domazávání - pro axiální kuličkové ložisko 12 g a pro kluzné vedení pinoly 120 g.

5.2 Kontrolní výpočty

5.2.1 Kontrola šroubů

Kontrolní výpočty byly provedeny jen pro některé šroubové spoje - jako první kontrola spoje připojovací příruby převodovky a vřetene. Tento spoj je tvořen deseti šrouby M12-12.9 a působí na něj maximální krouticí moment M_{Kc} 1863,76 *N.m*. Nejdříve byla vypočítána celková síla $F_{\check{s}c1}$ působící kolmo na osy šroubů na rameni $r_{\check{s}1}$, což je poloměr roztečné kružnice šroubů a má hodnotu 0,055 *m*.

$$F_{\check{s}c1} = \frac{M_{Kc}}{r_{\check{s}1}} = \frac{1863,76}{0,055} = \mathbf{33\ 886,5\ N} \quad (5.42)$$

Dále byla vypočítána síla $F_{\check{s}1}$ působící na jeden šroub.

$$F_{\check{s}1} = \frac{F_{\check{s}c1}}{10} = \frac{33\ 886,5}{10} = \mathbf{3388,7\ N} \quad (5.43)$$

Z tabulky A7 - Estimating the diameter range of bolt (viz Příloha 4) byla vybrána nejbližší vyšší hodnota zatížení. Dále bylo v této tabulce o 6 řádků níže (podle instrukcí v normě pro zatížení kolmo na osu šroubu a konkrétní způsob utažení šroubu) vyhledáno požadované maximální předpětí - 63 000 *N*. Pro tuto hodnotu předpětí a pevnostní třídu 12.9 je v již zmíněné tabulce doporučována minimální velikost šroubu M12. Zvolená velikost (M12) a počet šroubů jsou tedy dostačující. [31]

Stejný postup byl aplikován na výpočet šroubového spoje upínací desky a vřetene, který je také tvořen deseti šrouby M12-12.9. Nejprve byla stanovena síla $F_{\check{s}c2}$ působící na šrouby na poloměru roztečné kružnice $r_{\check{s}2}$ (0,06 *m*) z maximálního krouticího momentu M_{Kc} .

$$F_{\check{s}c2} = \frac{M_{Kc}}{r_{\check{s}2}} = \frac{1863,76}{0,06} = \mathbf{31\ 062,7\ N} \quad (5.44)$$

Následuje výpočet síly F_{s1} působící na jeden šroub.

$$F_{s2} = \frac{F_{sc2}}{10} = \frac{31\,062,7}{10} = \mathbf{3106,3\ N} \quad (5.45)$$

Jako v předchozí kontrole byla v tabulce A7 - Estimating the diameter range of bolt (viz Příloha 4) vybrána nejbližší vyšší hodnota zatížení a o 6 řádků níže požadované maximální předpětí, které má pro tento případ velikost 63 000 *N*. Této hodnotě pro pevnostní třídu 12.9 odpovídá minimální velikost šroubu M12, která se shoduje se zvolenou velikostí šroubu - tento šroubový spoj tedy požadavkům také vyhovuje. [31]

Další kontrolovaný šroubový spoj je spoj mezi koníkem/vřeteníkem a rámem (respektive příčnky). Na spoj koníku s příčnkou působí polovina hmotnosti obrobku (tzn. 3250 *kg*), hmotnost celého koníku - přibližně 560 *kg* a skládá se celkem z osmi šroubů M24-8.8. Ze stejného počtu i stejné velikosti šroubů je tvořen spoj vřeteníku s příčnkou, na který působí polovina hmotnosti obrobku a hmotnost celého vřeteníku (1020 *kg*). Na kontrolu spojů bylo potřeba vypočítat zatížení působící na jeden šroub koníku G_{sk} a vřeteníku G_{sv} pomocí vzorců (5.46) a (5.47). Dále bylo do těchto vzorců dosazováno tíhové zrychlení g (9,81 *m.s*⁻²).

$$G_{sk} = \frac{9,81 \cdot (3250 + 560)}{8} = \mathbf{4672,0\ N} \quad (5.46)$$

$$G_{sv} = \frac{9,81 \cdot (3250 + 1020)}{8} = \mathbf{5236,1\ N} \quad (5.47)$$

O 3 řádky níže (podle instrukcí v normě pro zatížení v ose šroubu a konkrétní způsob utažení šroubu) od nejbližší vyšší hodnoty vypočítaného zatížení G_{sk}/G_{sv} se ve zmíněné tabulce nachází požadované maximální předpětí 25 000 *N*. Této hodnotě předpětí a pevnostní třídě 8.8 odpovídá minimální velikost šroubu M12 - oba šroubové spoje osmi šroubů M24-8.8 jsou tedy značně naddimenzovány. [31]

5.2.2 Kontrola kolíků na otláčení

Jako další byla provedena kontrola na otláčení kolíků přenášejících krouticí moment mezi upínací deskou a obrobkem. Nejprve byla vypočítána zatěžující síla F_k (kolmá na osu kolíků) z maximálního krouticího momentu M_{Kc} 1863,76 $N.m$ a poloměru minimální roztečné kružnice kolíků r_k (0,1325 m).

$$F_k = \frac{M_{Kc}}{r_k} = \frac{1863,76}{0,1325} = \mathbf{14\,066,1\ N} \quad (5.48)$$

Průmět stykových ploch S_k (mezi kolíky a obrobkem) do roviny kolmé k zatěžující síle F_k lze vypočítat podle vztahu (5.49). Do tohoto vzorce byly dosazovány hodnoty průměru kolíků d_k , což je 16 mm , počet kolíků (8) a délky stykové plochy kolíků, která činí 20 mm .

$$S_k = 8 \cdot d_k \cdot l_k = 8 \cdot 16 \cdot 20 = \mathbf{2560\ mm^2} \quad (5.49)$$

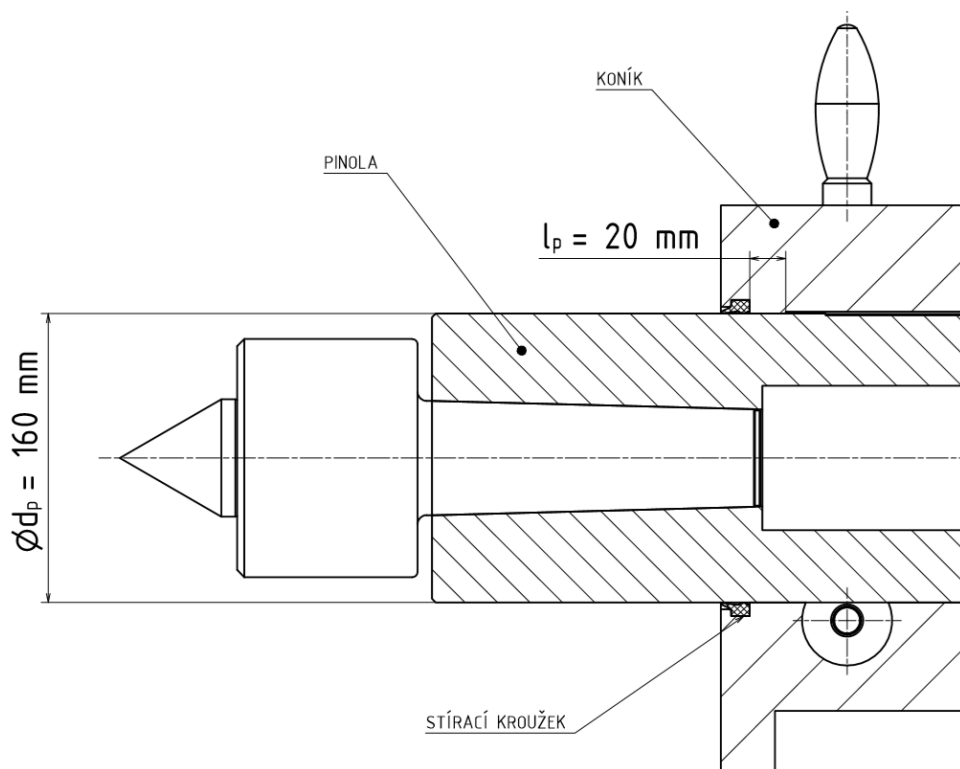
Vypočtené hodnoty byly dosazeny do vzorce (5.50) na výpočet tlaku ve stykových plochách kolíků a obrobku p_k .

$$p_k = \frac{F_k}{S_k} = \frac{14\,066,1}{2560} = \mathbf{5,495\ MPa} \quad (5.50)$$

Dovolený tlak ve stykových plochách kolíku je přibližně 50 MPa , čehož vypočtený tlak p_k nedosahuje - počet kolíků a velikost jejich stykové plochy s obrobkem jsou tedy dostatečné.

5.2.3 Kontrola pinoly na otláčení

Posledním kontrolovaným místem je styková plocha mezi pinolou a koníkem, která byla kontrolována na otláčení p_p . Tato plocha se nachází za stíracím kroužkem (viz Obr. 5.10), působí na ni polovina tíhové síly G_{max} od hmotnosti obrobku a tvoří ji průměr d_p , který má velikost 160 mm na délce l_p (20 mm).



Obr. 5.10: Stykové plochy mezi pinolou a koníkem

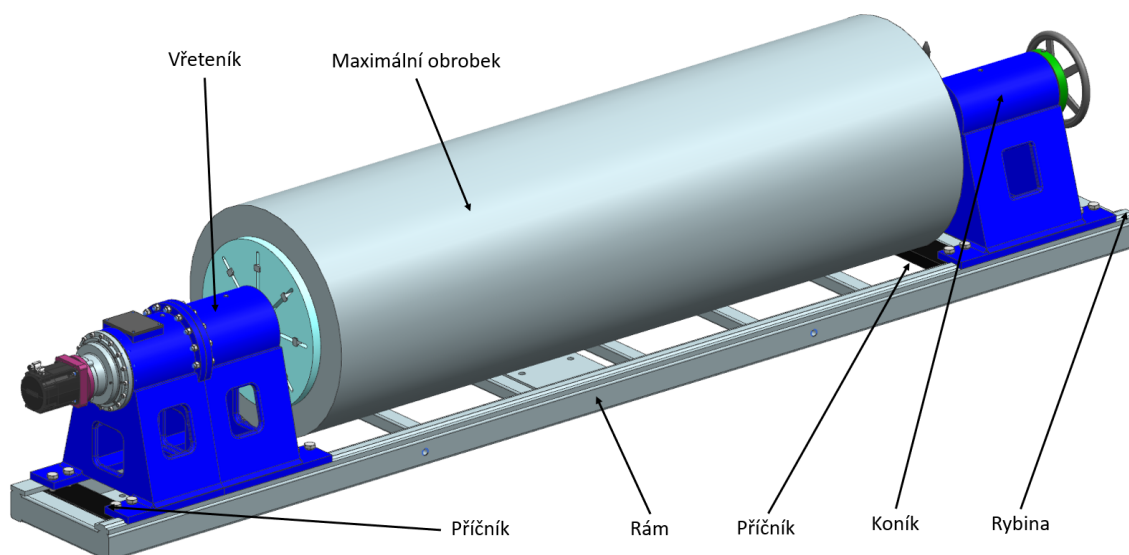
$$p_p = \frac{\frac{G_{max}}{2}}{d_p \cdot l_p} = \frac{\frac{63\,765}{2}}{160 \cdot 20} = \mathbf{9,963\ MPa} \quad (5.51)$$

Dovolený tlak ve stykových plochách se pro konstrukční ocel udává jako 30 až 200 *MPa* - záleží na výběru konkrétního typu oceli. Velikost stykové plochy je tedy dostatečná, protože vypočtený tlak ve stykových plochách dovoleného tlaku nedosahuje. [32]

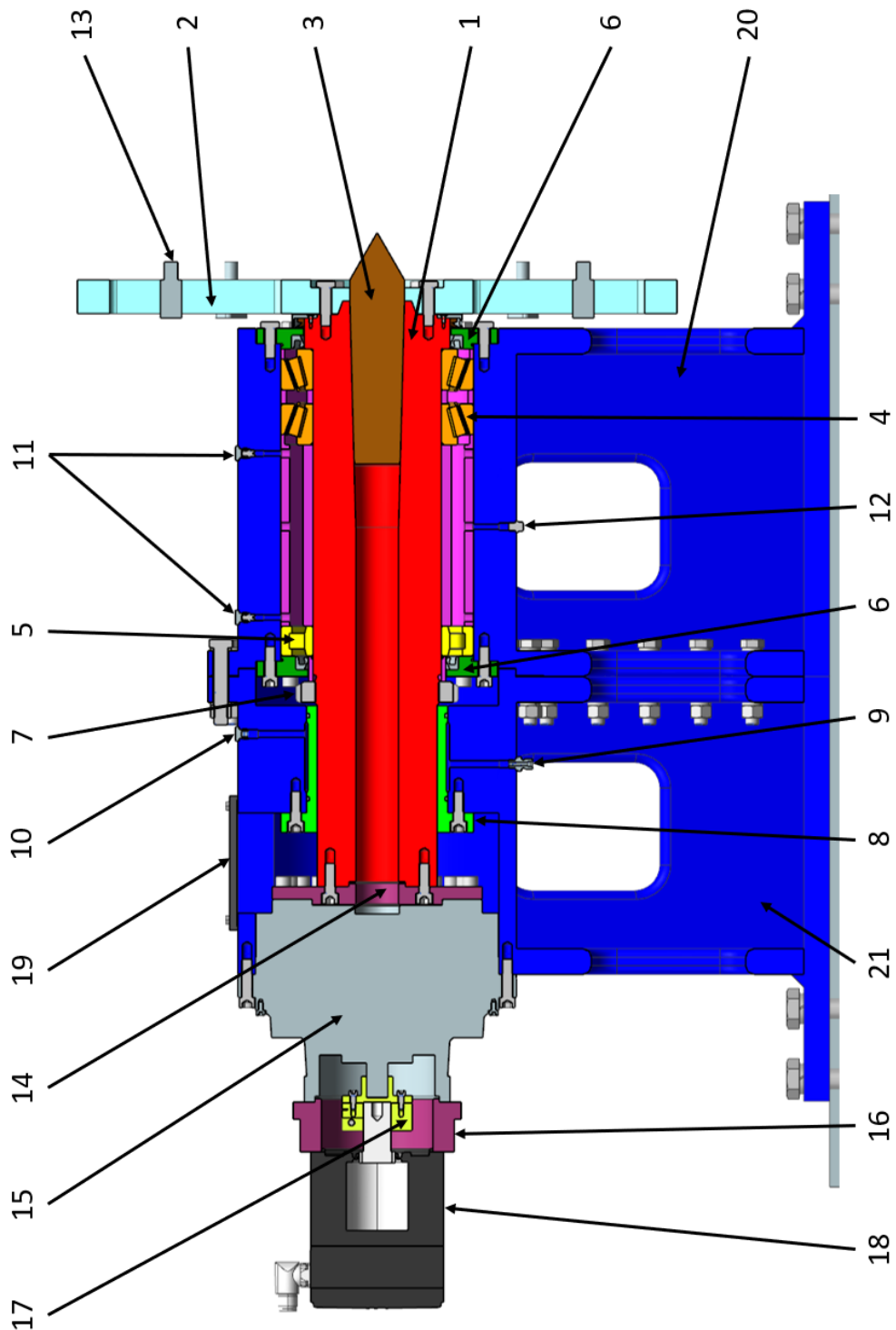
6 Konstrukční uspořádání

Na Obr. 6.1 je zobrazen 3D model sestavy celého zařízení i obrobkem (maximálních rozměrů). Na pravé straně se nachází koník, na levé straně vřeteník - mezi ně se upíná obrobek. Koník a vřeteník jsou připevněny k rámu pomocí šroubových spojů s příčnický. Na tomto rámu se kvůli sousosti obou dílů (tedy správnému seřízení jejich os) nachází rybina, do které jsou zasazeny. Povoláním šroubů spojujících koník a příčnický lze koníkem po vedení rámu pohybovat a nastavovat tak libovolnou vzdálenost mezi hroty pro různé délky obrobků. Po nastavení požadované pozice koníku jsou šrouby mezi koníkem a příčnický opět utaženy kvůli zajištění koníku proti samovolnému posuvu. V případě potřeby lze stejným způsobem pohybovat i vřeteníkem.

Na přední a zadní straně rámu se nachází závitové díry pro závěsná oka (kvůli snadné manipulaci s rámem). K připevnění rámu k zemi (nebo základu stroje) slouží 12 děr pro šrouby (4 vpravo pod vřeteníkem, 4 uprostřed a 4 vlevo pod koníkem).



Obr. 6.1: 3D model sestavy



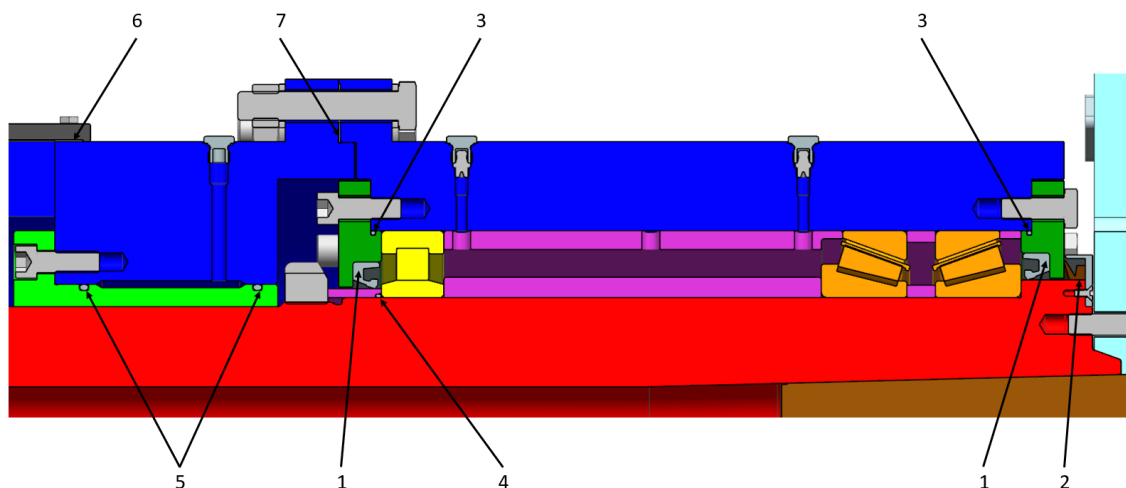
Obr. 6.2: Vřeteník v podélném řezu (1-vřeteno, 2-upínací deska, 3-pevný hrot, 4-kuželíkové ložisko, 5-válečkové ložisko, 6-víko, 7-pojistná matice, 8-brzda, 9-hydraulické hrdlo, 10-odvzdušňovací zátka, 11-maznice se zátkou, 12-zátka, 13-kolík, 14-připojovací příruba převodovky, 15-cykloidní převodovka, 16-připojovací příruba motoru, 17-spojka, 18-motor, 19-víčko, 20-přední tubus, 21-zadní tubus)

V podélném řezu vřeteníku na Obr. 6.2 lze vidět detail připojení pohonu k vřetení (1). Cykloidní převodovka (15) je k vřetení připojena přes připojovací přírubu převodovky (14). Podobná příruba - připojovací příruba motoru (16) - spojuje spolu se spojkou (17) převodovku s motorem (18). Na horní straně zadního tubusu (21) se nachází víčko zadního tubusu (19) - toto víčko zakrývá otvor v zadním tubusu, který je zde kvůli smontovatelnosti sestavy. Nejdříve bude připojena připojovací příruba převodovky ke vřetení, poté bude převodovka přišroubována k zadnímu tubusu a nakonec přes otvor v zadním tubusu spojena připojovací příruba převodovky s převodovkou. Opět kvůli smontovatelnosti sestavy je tubus vřeteníku rozdělen na dva - přední (20) a zadní - které jsou spojeny šroubovými spoji. K vnitřnímu osazení zadního tubusu je přišroubována brzda (8).

Na obrobek upnutý v pevném hrotu (3) vřeteníku a otočném hrotu koníku je přenášen kroučící moment přes kolíky (13) v upínací desce (2), připojené na vřetení. Vřetení je uloženo ve dvou sadách ložisek - přední sada ložisek je tvořena dvěma kuželíkovými ložisky (4) a zadní jedním válečkovým (5), které je dotaženo pojistnou maticí (7). V prostoru mezi ložisky uzavřeném víky (6) se nachází několik rozpěrných kroužků - tento prostor je naplněn mazivem přes maznice (11), které jsou při pracovním procesu chráněny zátkou. Zátka (12) uzavírá také odpadní otvor maziva. Hydraulické hrdlo (9) slouží k přívodu tlakové kapaliny na vnější průměr brzdy. Nad brzdou se nachází od vzdušňovací zátka (10) uzavírající od vzdušňovací kanál.

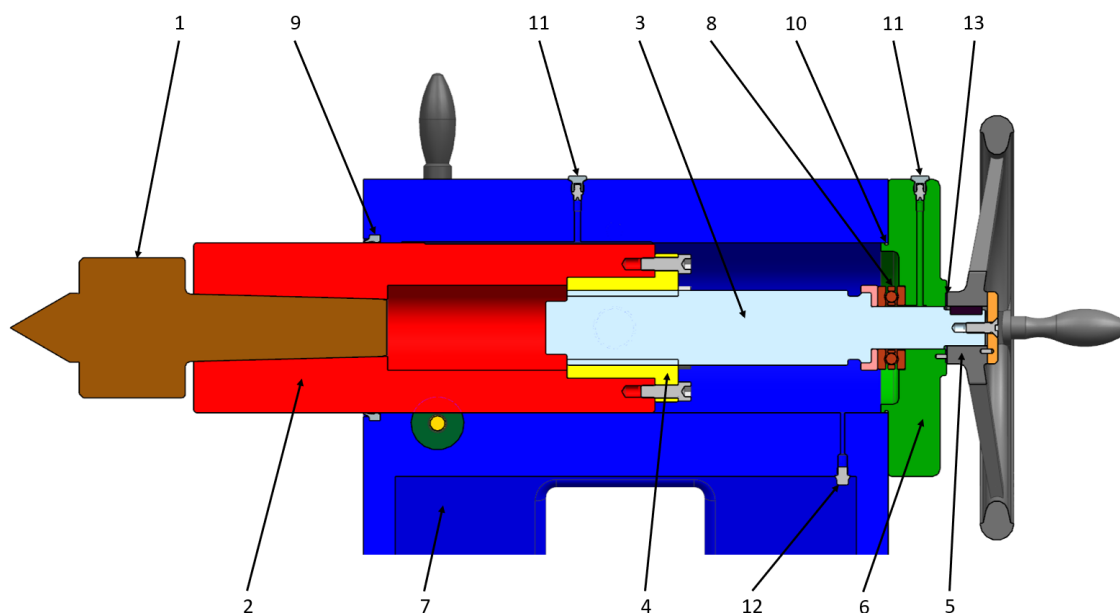
Při obrábění/broušení kamene se používá chlazení demineralizovanou vodou, která vytváří silně korozivní prostředí. Z tohoto důvodu bylo nutné všechny vnitřní prostory dostatečně utěsnit. Na Obr. 6.3 lze vidět všechna těsnění, která byla v návrhu použita. Prostor mezi ložisky je těsněn guferou (1) a O-kroužky (3) zasazenými do vík. Před přední víko byl navíc kvůli většímu množství nečistot/chladicí kapaliny v blízkosti obrobku přidán VA kroužek (2), který je před největšími nečistotami chráněn plechovým krytem nasazeným na vřeteno. U zadního (válečkového) ložiska se nachází další O-kroužek (4) zasazený do rozpěrného kroužku. Vnější průměr brzdy, na který je přiváděn tlak, je z obou stran také těsněn O-kroužky (5). Dalším těsněným místem je spoj předního a zadního tubusu, kde bylo použito plošné těsnění (7). Stejný druh těsnění - plošné (6) - byl použit také na těsnění víčka zadního tubusu.

Kvůli silně korozivnímu prostředí není vhodné použití šroubů s vnitřním šestihranem tam, kde by docházelo k jejich přímému styku s chladicí kapalinou - z tohoto důvodu byly do vnějších šroubových spojů (nacházejících se blízko obrobku) zvoleny šrouby se šestihrannou hlavou.



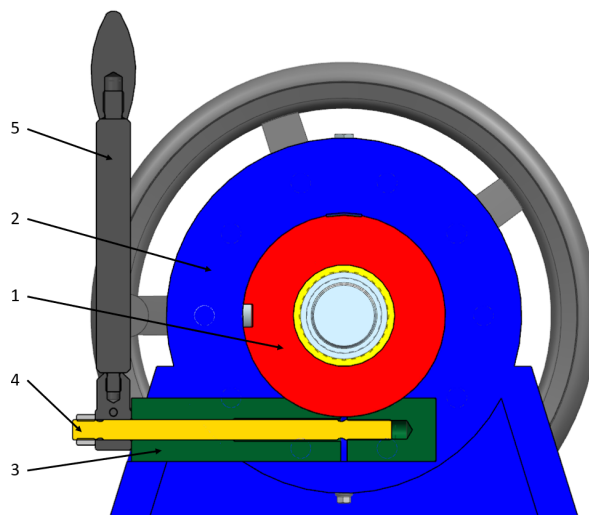
Obr. 6.3: Detail vřeteníku v podélném řezu (1-gufero, 2-VA kroužek, 3-O-kroužek, 4-O-kroužek, 5-O-kroužek, 6-plošné těsnění, 7-plošné těsnění)

Z levé strany obrobku se nachází koník (7), který je se všemi komponenty v podélném řezu zobrazen na Obr. 6.4. V koníku je kluzně uložená pinola (2), do které je zasazen otočný upínací hrot (1). Rotace ručního ovládacího kola (5) - respektive pohybového šroubu (3) - je přes trapézový závit šroubu převáděna na posuvný pohyb trapézové matice (4), pomocí které lze vysouvat a zasouvat pinolu s hrotem. Na zachycování axiálních zátěží při rotačním pohybu slouží axiální kuličkové ložisko (8) a axiální podložka (13). Volný prostor v dutině koníku uzavírá víko (6), do kterého je zasazena maznice se zátkou (11) sloužící k mazání axiálního kuličkového ložiska. V koníku se nachází další maznice se zátkou (11) - touto maznicí je přiváděno mazivo pro mazání kluzného vedení pinoly. Odpadní otvor maziva v koníku je uzavřen zátkou (12). Dutina koníku je těsněna (opět před nečistotami/chladicí kapalinou a také kvůli mazivu uvnitř dutiny) z jedné strany stíracím kroužkem (9) a z druhé strany O-kroužkem (10) zasazeným do víka.



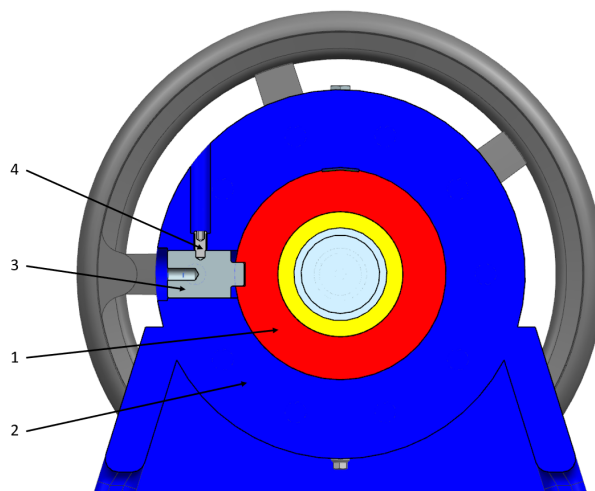
Obr. 6.4: Koník v podélném řezu (1-otočný hrot, 2-pinola, 3-pohybový šroub, 4-trapézová matice, 5-ruční ovládací kolo, 6-víko, 7-koník, 8-axiální kuličkové ložisko, 9-stírací kroužek, 10-O-kroužek, 11-maznice se zátkou, 12-zátka, 13-axiální podložka)

V příčném řezu koníku na Obr. 6.5 lze vidět mechanismus aretace pinoly (1). V tělese koníku (2) je zasazen svěrný spoj (3) se svěrným čepem (4), kterými lze pomocí páky (5) zajistit pinolu v požadované poloze vysunutí.



Obr. 6.5: Koník v příčném řezu (1-pinola, 2-koník, 3-svěrný spoj, 4-svěrný čep, 5-páka)

Na Obr. 6.6 je zobrazena drážka v pinole (1) pro vodící čep (3), který je zasazen do otvoru v koníku (2) a zajištěn stavěcím šroubem (4). Tento čep zamezuje protáčení pinoly.



Obr. 6.6: Koník v příčném řezu (1-pinola, 2- koník, 3-vodící čep, 4-stavěcí šroub)

7 Závěr

Tématem této bakalářské práce byl konstrukční návrh přípravku na polohování kamene v podobě příslušenství k obráběcím strojům zpracovávajícím kamenné polotovary. Důvodem řešení této problematiky byl fakt, že zadavatel - KASPE Machines - podobné zařízení ve své nabídce postrádá. Zároveň se (z dostupných zdrojů) takové polohovací zařízení nevyskytuje na českém ani světovém trhu.

Nejdříve byly stanoveny cíle práce vycházející z požadavků zadávající firmy. Poté byla provedena rešerše stávajících řešení podobných zařízení, kde bylo zmíněno několik modelů polohovacích přípravků firem z Itálie, Německa, Velké Británie a Číny. V závěru teoretické části bylo provedeno shrnutí rešeršní části práce do tabulky, porovnávající několik parametrů (především rozměrové možnosti obrobku).

Prvním bodem praktické části práce byl návrh několika variant možného řešení konstrukce a následný výběr jedné varianty. Byly navrženy 4 varianty polohovacího zařízení, ve kterých bylo uvažováno upínání obrobku mezi hroty - tedy mezi vřeteník a koník, který lze posouvat po vedení rámu k nastavení požadované vzdálenosti mezi hroty. Jednotlivé návrhy se lišily pouze použitým způsobem pohonu vřetene. Ze všech navržených variant (převod řemenicemi, šnekovou, planetovou nebo cykloidní převodovkou) byl jako nejvýhodnější vybrán návrh D - převod cykloidní převodovkou - z důvodu nejlepší kombinace všech parametrů (převodového poměru, účinnosti, přesnosti a zatížitelnosti) s malými rozměry.

Dále byl vybraný návrh rozpracován v podobě 3D modelu. V rámci návrhových výpočtů byly vypočítány síly (tíhová, rezná), optimální vzdálenost ložisek a reakce v podporách. Následně byly stanoveny hodnoty potřebného krouťícího momentu vřetene (včetně nevyváhy obrobku) a byl vybrán konkrétní typ cykloidní převodovky a také servomotoru. Další kapitoly návrhových výpočtů byly věnovány návrhu brzdy (která může být jen volitelným příslušenstvím celého zařízení) a ložisek. Pro uložení vřetene byla zvolena dvě kuželíková ložiska (uspořádána zády k sobě) jako přední

sada ložisek a jedno válečkové ložisko jako zadní ložisko. Poté bylo stanoveno potřebné množství maziva pro mazání vřetenových ložisek, axiálního kuličkového ložiska pohybového šroubu koníku a kluzného vedení pinoly koníku a s tím související výpočet odhadovaného intervalu na domazávání a potřebné množství maziva na domazávání. Na kontrolu některých spojů byly provedeny kontrolní výpočty šroubů a kontrola pinoly na otláčení.

Kromě 3D modelu a výběru vhodných komponent (ložisek, těsnění, spojovacích prvků...) byl vypracován také sestavný výkres s kusovníkem a dva výrobní výkresy - vřetene a víčka zadního tubusu. Nakonec bylo popsáno konstrukční uspořádání celého navrženého polohovacího zařízení.

V práci by bylo možné dále pokračovat rozšířením volitelného příslušenství, například ozubeným hřebenem a ozubeným pastorkem, připevněným na spodní stranu koníku - posuv koníku by tak bylo možné zajišťovat pomocí kliky nebo pohonu. Dále by bylo možné nahradit ruční ovládací kolo pohybového šroubu koníku motorem.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] Company. *Breton S.p.a. - Marble and Granite Machinery and Plants, Engineered Stone, Vertical Machining centers* [online]. [cit. 2019-11-04]. Dostupné z: <https://www.breton.it/en/company>.
- [2] Contourfive NC 700/1200 - Shaping, contouring, sawing and turning stone working centre Fabshop machines. *Fabshop machines* [online]. Fabshop machines, c2019 [cit. 2019-10-30]. Dostupné z: <https://fabshopmachines.blogspot.com/2017/07/contourfive-nc-7001200-shaping.html>.
- [3] ContourFive NC 700 CNC Machining Centre for Marble Granite and Stone. *Breton S.p.a. - Marble and Granite Machinery and Plants, Engineered Stone, Vertical Machining Centers* [online]. [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://www.breton.it/en/stone/contourfive-nc-5-axis-stone-working-centre>.
- [4] Guaranteed gains with 5-axes machining centre Breton Contourfive + lathe! Fabshop machines. *Fabshop machines* [online]. Fabshop machines, c2019 [cit. 2019-11-10]. Dostupné z: <https://fabshopmachines.blogspot.com/2015/12/guaranteed-gains-with-5-axes-machining.html>.
- [5] Shapemill, Shaping, Cutting, Turning CNC Machining centre for Marble Granite Stone. *Breton S.p.a. - Marble and Granite Machinery and Plants, Engineered Stone, Vertical Machining Centers* [online]. [cit. 2019-11-02]. Dostupné z: https://www.breton.it/en/stone/shapemill_1600-2000.
- [6] Breton Shapemill - the perfect 5 axes stone working centre for marble, granite and engineered stone ~ Fabshop machines. *Fabshop machines* [online]. Fabshop machines, c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné

- z: <https://fabshopmachines.blogspot.com/2013/11/breton-shapemill-perfec-5-axes-stone.html>.
- [7] 24 reasons to choose Breton SHAPEMILL 5-axis machining centre ~ Fabshop machines. *Fabshop machines* [online]. Fabshop machines, c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <https://fabshopmachines.blogspot.com/2013/11/24-reasons-to-choose-breton-shapemill-5.html>.
- [8] Prussiani Engineering UK — Stone Cutting Machines. *Prussiani Engineering UK — Stone Cutting Machines* [online]. Prussiani UK, c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <http://www.prussiani.co.uk/about>.
- [9] Dorico — Stone Lathe — Prussiani UK. *Prussiani Engineering UK — Stone Cutting Machines* [online]. Prussiani UK, c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <http://www.prussiani.co.uk/lathes.html>.
- [10] Lathes cnc for processing of marble and granite - NEW DORICO - Prussiani Engineering Italy. *Prussiani Engineering - CNC machines for the processing of stone Italy* [online]. Prussiani Engineering S.p.A., c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <https://www.prussiani.com/lathes>.
- [11] Lathes - NEW DORICO 700 - Prussiani Engineering Italy. *Prussiani Engineering - CNC machines for the processing of stone Italy* [online]. Prussiani Engineering S.p.A., c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <https://www.prussiani.com/lathes/new-dorico-700/>.
- [12] Lathes for processing of marble, granite, engineered quartz, ceramic and natural stones - NEW DORICO 1700 - Prussiani Engineering Italy. *Prussiani Engineering - CNC machines for the processing of stone Italy* [online]. Prussiani Engineering S.p.A., c2019 [cit. 2019-11-09]. Dostupné z: <https://www.prussiani.com/lathes/new-dorico-1700/>.
- [13] Stationary Turning and Clamping Attachment model DSG-1. *Fickert+Winterling Maschinenbau GmbH*, 2001. (viz Příloha 1 a Příloha 2).

- [14] Company Profile, Linyi Chaoda International CNC Technology Co., Ltd. *Linyi Chaoda International CNC Technology Co., Ltd.* [online]. Linyi Chaoda International CNC Technology Co. [cit. 2019-11-23]. Dostupné z: http://www.cncdnc.com/comcontent_detail/FrontColumns_navigation01-1453364083321FirstColumnId=54& & i=6& comContentId=6.html.
- [15] Cnc lathe stone / stone rotary cnc / graving stone machine, View cnc lathe stone,... [cnc lathe stone / stone rotary cnc / graving stone machine, View cnc lathe stone, CHAODA cnc lathe stone / stone rotary cnc / graving stone machine Product Details from Linyi CHAODA International CNC Technology Co., Ltd. on Alibaba.com]. *Alibaba.com: Manufactures, Suppliers, Exporters & Importers from the world's largest online B2B marketplace* [online]. Alibaba.com, c1999-2019 [cit. 2019-11-23]. Dostupné z: https://lychaoda.en.alibaba.com/product/60603502489-215254150/HOT_SALE_cnc_lathe_stone_stone_rotary_cnc_graving_stone_machine.html.
- [16] Heavy duty thick steel frame cnc machine for artificial stone and granite working,... [heavy duty thick steel frame cnc machine for artificial stone and granite working, View heavy duty steel frame machine, CHAODA Product Details from Linyi CHAODA International CNC Technology Co., Ltd. on Alibaba.com]. *Alibaba.com: Manufactures, Suppliers, Exporters & Importers from the world's largest online B2B marketplace* [online]. Alibaba.com, c1999-2019 [cit. 2019-11-23]. Dostupné z: https://lychaoda.en.alibaba.com/product/60784699966-806319496/heavy_duty_thick_steel_frame_cnc_machine_for_artificial_stone_and_granite_working.html.
- [17] About Us. *Quanzhou Jianeng Machinery Manufacturing Co., Ltd. - Stone Cutting Machine, Stone Profiling Machine, Stone Polishing Machine* [online]. Quanzhou Jianeng Machinery Manufacturing Co. [cit. 2019-11-23]. Dostupné z: http://www.jn-machinery.com/e_aboutus/.

- [18] Horizontal Baluster Column Vase Polishing Machine - Buy Horizontal Grinder,Column Grinding Machine,Balustrade Grinding Machine Product on Alibaba.com. *Alibaba.com: Manufactures, Suppliers, Exporters & Importers from the world's largest online B2B marketplace* [online]. Alibaba.com, c1999-2019 [cit. 2019-11-23]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Horizontal-baluster-column-vase-polishing-machine_60487230248.html?spm=a2700.details.maylikeexp.8.3cd247fe7VBmL9.
- [19] MASLOV, Jevgenij Nikiforovič. *Teorie broušení kovů*. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1979.
- [20] MÁDL, Jan. *Technologie obrábění. 1. díl*. Praha: ČVUT, 2000. ISBN 80-01-02091-6.
- [21] AB SANDVIK COROMANT. *Příručka obrábění: Kniha pro praktiky*. Přel. M. Kudela. 1. vyd. Praha: Scientia, 1997. Přel. z: Modern Metal Cuttigg - A Practical Handbook. ISBN 91-97 22 99-4-6.
- [22] Katalogy - Urdiamant. *Diamantové a CBN nástroje - tradiční český výrobce - Urdiamant* [online]. Urdiamant, 2019 [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.urdiamant.cz/cs/katalogy/katalogy/>.
- [23] KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA. *Základy stavby výrobních strojů*. Praha: České vysoké učení technické, 1986.
- [24] Pro konstruktéry |ZKL Group. *ZKL Group* [online]. c2012 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery>.
- [25] Valivá ložiska|SKF. *Hlavní stránka SKF* [online]. [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings>.
- [26] Kompaktní cykloidní převodovka nabtesco - RD - E |RAVEO s.r.o. *RAVEO s.r.o. |WORLD OF MOTION* [online]. [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/cykloidni-prevodovka-nabtesco-rde>.

- [27] Cykloidní převodovky |RAVEO s.r.o. *RAVEO s.r.o. |WORLD OF MOTION* [online]. [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/cykloidni-prevodovky>.
- [28] Detaily produktů - Industry Mall - Siemens Ceska republika. *Vítejte - Industry Mall - Siemens Ceska republika* [online]. c2020 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/cs/cz/Catalog/Product/1FK2208-5AC00-0MB0>.
- [29] Hydraulic plants - Products - Hydroservice S.p.A. - Engineering and systems. *Hydroservice engineering company for the design and construction of plants in the industrial, petrochemical, oil and gas and energy sectors* [online]. [cit. 2020-05-19]. Dostupné z: <https://www.hydroservice.it/en/products/tag/hydraulic-plants>.
- [30] Vysoce přesná ložiska—SKF—SKF. *Hlavní stránka SKF—SKF* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/super-precision-bearings>.
- [31] *Systematic calculation of high duty bolted joints joints with one cylindrical bolt. Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*. Berlin: VDI, 2003.
- [32] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

Seznam použitého softwaru

- Kile 2.9.92
- Microsoft Excel 2016
- Siemens NX 10.0.3
- Autodesk Inventor Professional 2018

Seznam obrázků

3.1	ContourFive NC 700/1200: polohovací zařízení [2]	16
3.2	ContourFive NC 700/1200 s nainstalovaným polohovacím zařízením [2]	16
3.3	ShapeMill NCF 1600/2000: polohovací zařízení [7]	17
3.4	ShapeMill NCF 1600/2000 s nainstalovaným polohovacím zařízením [6]	18
3.5	New Dorico 700: polohovací zařízení [11]	19
3.6	New Dorico 1700: polohovací zařízení [12]	20
3.7	Polohovací zařízení DSG-1 [13]	21
3.8	JC7030RP s nainstalovaným polohovacím zařízením [15]	22
3.9	Polohovací zařízení JNHG-1600 [18]	23
4.1	Skica návrhu A	27
4.2	Skica návrhu B	28
4.3	Skica návrhu C	29
4.4	Skica návrhu D	30
5.1	3D model sestavy	33
5.2	Vřeteník a koník v podélném řezu	33
5.3	Schéma sil působících na obrobek při obrábění	34

5.4	Schéma radiálních házení ložisek	38
5.5	Schéma sil a reakcí působících na obrobek	38
5.6	Schéma sil a reakcí působících na vřeteno	40
5.7	Schéma řezné síly působící na obrobek	41
5.8	Schéma obrobku uvažovaného pro výpočet jeho nevývahy	42
5.9	Schéma hydraulické brzdy [29]	44
5.10	Stykové plochy mezi pinolou a koníkem	56
6.1	3D model sestavy	57
6.2	Vřeteník v podélném řezu	58
6.3	Detail vřeteníku v podélném řezu	60
6.4	Koník v podélném řezu	61
6.5	Koník v příčném řezu	62
6.6	Koník v příčném řezu	62

Seznam tabulek

2.1	Zadané parametry	14
3.1	Parametry polohovacího zařízení stroje ContourFive NC 700/1200 [2, 3, 4]	16
3.2	Parametry polohovacího zařízení stroje ShapeMill NCF 1600/2000 [5, 6, 7]	17
3.3	Parametry polohovacího zařízení stroje New Dorico 700 [11]	19
3.4	Parametry polohovacího zařízení stroje New Dorico 1700 [12]	20
3.5	Parametry polohovacího zařízení stroje DSG-1 [13]	21
3.6	Parametry polohovacího zařízení stroje JC7030RP [14, 15, 16]	22

3.7	Parametry polohovacího zařízení JNHG-1600 [18]	23
3.8	Srovnání parametrů jednotlivých polohovacích zařízení	24
5.1	Hodnoty reakcí od zatížení obrobku	39
5.2	Hodnoty reakcí od zatížení vřetene	40
5.3	Únosnosti ložiska B [24]	46
5.4	Hodnoty výpočtových součinitelů ložiska 32030-X P5 [24]	46
5.5	Únosnosti ložiska v sadě A [24]	48
5.6	Objemy jednotlivých částí volných prostor a hmotnosti potřebného maziva [25]	49
5.7	Množství maziva pro doplnění [25]	50
5.8	Objemy jednotlivých částí volných prostor a hmotnosti potřebného maziva [25]	51
5.9	Množství maziva pro doplnění [25]	52

Seznam příloh

Textové přílohy

- Příloha 1: Katalogový list polohovacího zařízení DSG-1
- Příloha 2: Katalogový list polohovacího zařízení DSG-1
- Příloha 3: Diagram domazávacích intervalů
- Příloha 4: Výpočet šroubových spojů

Výkresová dokumentace

- BP-01 Výkres sestavy polohovacího zařízení (2 listy)
- BP-01-K1 Kusovník sestavy polohovacího zařízení
- BP-02 Výrobní výkres vřetene
- BP-03 Výrobní výkres víčka zadního tubusu

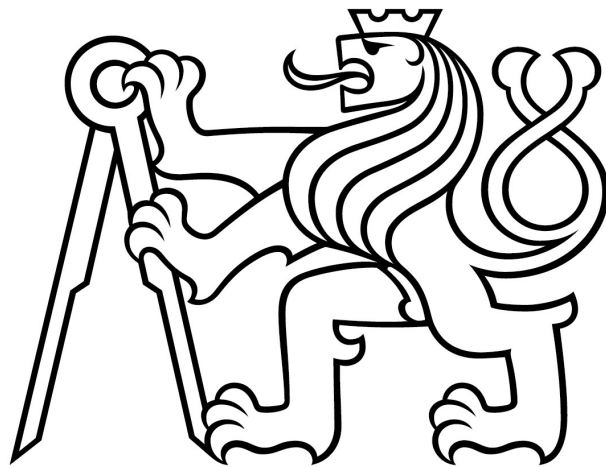
Elektronické přílohy (na CD)

- BP_Cimpova Text bakalářské práce (.pdf)
- sestava 3D model polohovacího zařízení (.stp)
- Výkresy Výkresová dokumentace (.pdf)
- Výpočty Návrhové a kontrolní výpočty (.xlsx)

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh přípravku na polohování kamene
pro stroje obrábějící kámen

Textové přílohy

Příloha 1: Katalogový list polohovacího zařízení DSG-1



**Stationary Turning and Clamping Attachment
model DSG-1**



Description of the Machine:

Turning and clamping attachment for convenient handling of memorials and heavy stones for side processing by hand or machine.

Diameter of the clamping head:	400 mm
Max. weight of the workpiece:	approx.. 1,000 kg
Max. diagonal of the workpiece:	2,000 mm (standard)
Clamping capacity:	80 - 260 mm (standard width)
Protection against torsion:	by hydraulic clamping
Turning:	by hand / motorized (optional)
Dimensions:	2,200 x 600 x 700 mm
Weight:	approx. 300 kg

Specifications are subject to change without prior notice.

FICKERT + WINTERLING Maschinenbau GmbH

Wölsauer Straße 20, P. O. Box 120, D-95601 Marktredwitz

Phone +49-(0)9231 502-0 Fax +49-(0)9231 502-52

email: info@fickertwinterling.de - for more information, visit our website at www.fickertwinterling.de

Příloha 2: Katalogový list polohovacího zařízení DSG-1

offer

FICKERT & WINTERLING Maschinenbau GmbH

P.O. Box 120 . D-95601 Marktredwitz . Phone ++49-9231-5020 . Fax ++49-9231-502-52 . e-mail: info@fickertwinterling.de

1.2.01

**Stationary Turning and Clamping Attachment
model DSG-1**

<i>Diameter of the clamping head</i>	<i>400 mm</i>
<i>Max. weight of the workpiece</i>	<i>appr. 1000 kgs</i>
<i>Max. diagonal of the workpiece,</i>	<i>normally 2000 mm</i>
<i>Clamping capacity</i>	<i>normally 80 - 260 mm</i>
<i>Protection against torsion by hydraulical clamping</i>	
<i>Turning by hand</i>	

Price:	€ 4,126.00
---------------	-------------------

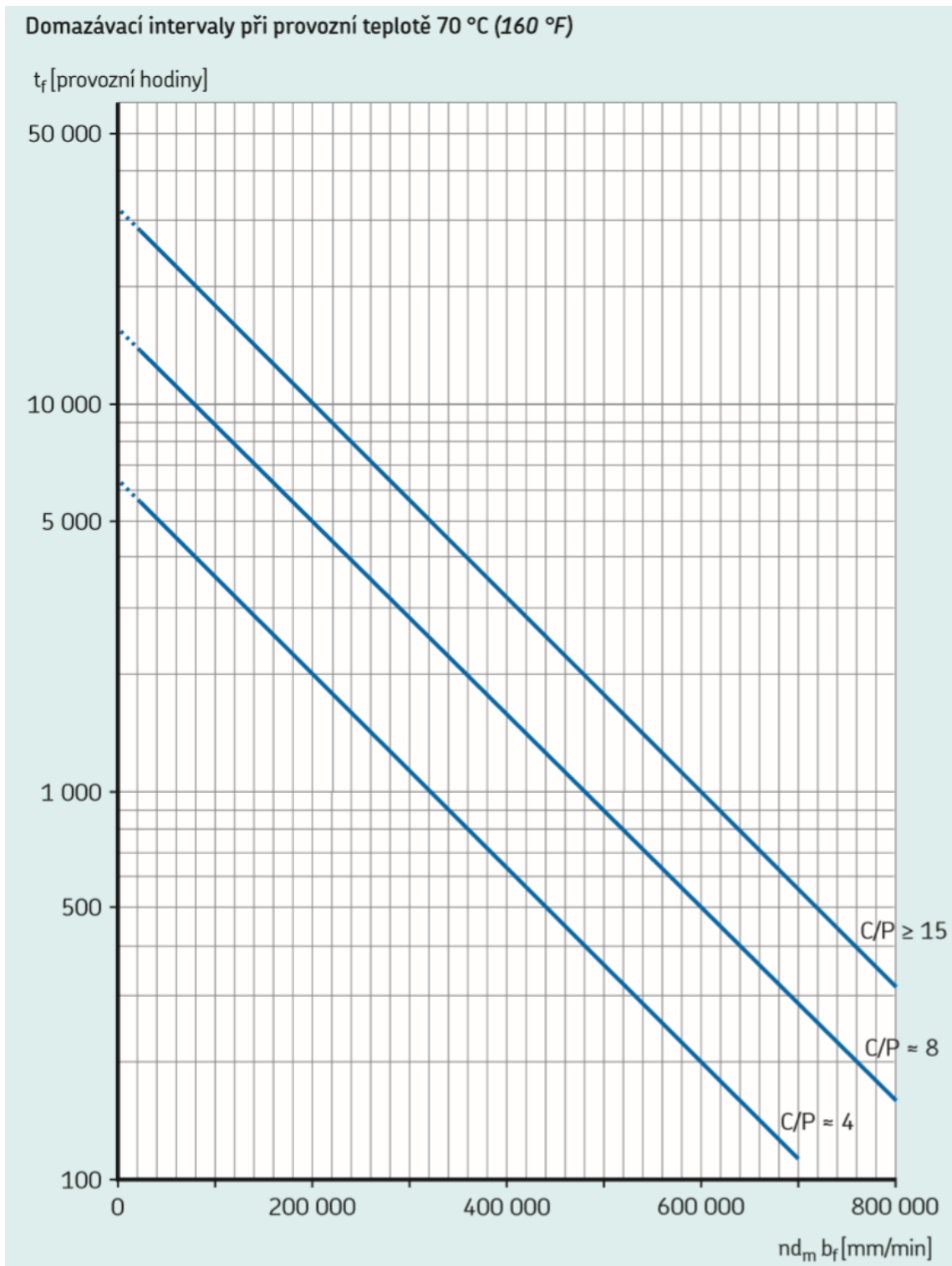
Note: The machine, the optional accessories and the tool holders are subject to continuous adaptation to ensure the requirements of our clients and the standards of the diamond-tools industry are met.

Brochures, drawings, or any other documents provided by us might therefore not show the actual machine, accessories or tool-holder design.

Our scope of delivery always includes the latest technology and know-how, to the advantage of our clients.

- Terms & Conditions -

Příloha 3: Diagram domazávacích intervalů



Příloha 4: Výpočet šroubových spojů

Table A7. Estimating the diameter range of bolts

Load in N	Nominal diameter in mm		
	Strength grade		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1000	3	3	3
1600	3	3	3
2500	3	3	4
4000	4	4	5
6300	4	5	6
10000	5	6	8
16000	6	8	10
25000	8	10	12
40000	10	12	14
63000	12	14	16
100000	16	18	20
160000	20	22	24
250000	24	27	30
400000	30	33	36
630000	36	39	

Example

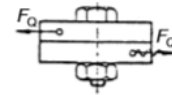
A joint is dynamically and eccentrically loaded by the axial load $F_A = 8.500$ N. A bolt of strength grade 12.9 is to be assembled using a torque wrench.

- A 10.000 N is the next largest load to F_A in column 1
- B Two steps for "eccentric and dynamic axial loading" give $F_{Mmin} = 25.000$ N
- C One step for "tightening using a torque wrench" gives $F_{Mmax} = 40.000$ N
- D For $F_{Mmax} = 40.000$ N, we find in column 2 (strength grade 12.9): M 10

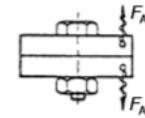
A In Column 1, select the next highest load to the loading acting on the bolted joint. If during combined loading (longitudinal and transverse loads) $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin}$, then only F_{Qmax} is to be used.

B The required minimum preload F_{Mmin} is obtained by increasing this number by the following number of steps:

B1 If the joint is to be designed with F_{Qmax} :
four steps for static or dynamic transverse load

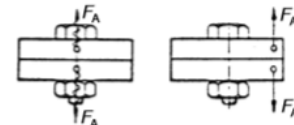


B2 If the joint is to be designed with F_{Amax} :
two steps for dynamic and eccentrically applied axial load



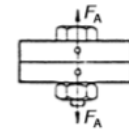
or

one step for dynamically and concentrically or statically and eccentrically applied axial load



or

no steps for statically and concentrically applied axial load



C The required maximum preload F_{Mmax} obtained by increasing this load F_{Mmin} by:

two steps for tightening the bolt with a simple tightening spindle which has been set by the retightening torque

or

one step for tightening using a torque wrench or precision spindle adjusted by means of dynamic torque measurement or elongation measurement of the bolt

or

no steps for tightening by means of angle control within the plastic range or by means of computer-controlled yield-point monitoring

D Next to the number found, Columns 2 to 4 give the required bolt dimensions in mm for the selected strength grade of the bolt.