

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Konstrukce otočné osy B brusky Studer S40

2017

Jiří Štecher

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štecher** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **437266**
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:

Konstrukce otočné osy B brusky Studer S40

Název bakalářské práce anglicky:

The design of the rotary axis B of the grinder Studer S40

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Předmětem bakalářské práce je návrh otočné osy B brousícího vřeteníku brusky STUDER S40. Jako základ uložení osy bude použit stávající vřeteník s vřetenem.

Osnova práce: 1. Úvod, 2. Rešerše stávajících řešení a jejich zhodnocení, 3. Návrhy konstrukčních řešení, 4. Návrh vybrané varianty uložení brousícího vřeteníku včetně návrhových a kontrolních výpočtů a 3D modelu, 5. Vytvoření výkresové dokumentace, 6. Zhodnocení.

Rozsah grafické části: 3D model sestavy brousícího vřeteníku, výkres sestavy brousícího vřeteníku a dva výrobní výkresy hlavních součástí.

Rozsah textové části: 40 - 60 stran

Seznam doporučené literatury:

MASLOV, Jevgenij Nikiforovič. Teorie broušení kovů. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979.

KOPECKÝ, Miloslav a Jaromír HOUŠA. Základy stavby výrobních strojů: určeno pro stud. fak. strojní. Praha: České vysoké učení technické, 1986.

DOBROVOLNÝ, Bohumil. Broušení kovů: teoretické i praktické základy brusické praxe. 2. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. Knižnice strojírenské výroby.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

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: **09.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: **30.09.2017**

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen 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.

26.4.2017

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

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

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

V Praze dne 6.7.2017

.....

podpis

Poděkování

První a největší poděkování patří vedoucímu mé práce, panu Ing. Jaroslavu Červenkovvi, za cenné připomínky, rady a velkou trpělivost během konzultací v průběhu psaní této bakalářské práce. Poděkování patří i firmě VOPSS Řepeč s.r.o. za poskytnutí zadání a panu Ing. Petrovi Vozábalovi za pomoc a rady při řešení praktické části bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Lukáši Novotnému Ph.D. za konzultaci a rady při výběru vhodného motoru pro otočnou osu. Na závěr bych chtěl také poděkovat všem ostatním lidem z Ústavu výrobních strojů a zařízení za užitečné připomínky během cvičných obhajob bakalářské práce a vstřícnost při řešení jakýchkoliv problémů.

Poděkování patří samozřejmě i mé rodině a blízkým přátelům za trpělivost a toleranci během psaní práce.

Anotace

<i>Jméno autora:</i>	Jiří Štecher
<i>Název BP:</i>	Konstrukce otočné osy B brusky Studer S40
<i>Číslo BP:</i>	BP 0218
<i>Rozsah práce:</i>	60 stran
<i>Akademický rok vyhotovení:</i>	2016/2017
<i>Ústav:</i>	Ú 12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
<i>Vedoucí BP:</i>	Ing. Jaroslav Červenka
<i>Konzultant:</i>	Ing. Petr Vozábal
<i>Zadavatel tématu:</i>	VOPSS Řepeč s.r.o.
<i>Využití:</i>	Návrh konstrukce otočné osy B pro brusku Studer S40 pro firmu VOPSS Řepeč s.r.o., která bude sloužit pro otáčení brousicího vřeteníku brusky.
<i>Klíčová slova:</i>	hrotová bruska, konstrukce otočné osy, brousicí vřeteník brusky, bruska Studer S40, otočná osa B
<i>Anotace:</i>	Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce otočné osy B brousicího vřeteníku brusky Studer S40. Návrh bere v úvahu požadavek firmy na použití stávajícího stolu s vřeteníkem a požadovanou přesnost polohování 0,001°. Součástí práce je rešerše současného stavu brusek s otočnými osami na trhu, návrh více řešení na základě provedené rešerše a výběr nejvhodnějšího z nich. Toto řešení je dále rozpracováno spolu s návrhovými a kontrolními výpočty.

Annotation

<i>Author:</i>	Jiří Štecher
<i>Title:</i>	The design of the rotary axis B of the grinder Studer S40
<i>Number:</i>	BP 0218
<i>Extent:</i>	60 pages
<i>Academic year:</i>	2016/2017
<i>Department:</i>	Ú 12135 - Department of Production Machines and Equipment
<i>Tutor:</i>	Ing. Jaroslav Červenka
<i>Consultant:</i>	Ing. Petr Vozábal
<i>Submitter:</i>	VOPSS Řepeč s.r.o.
<i>Application:</i>	The design of the construction of the rotary axis B of grinder Studer S40 for the company VOPSS Řepeč s.r.o., which will be used for rotation of the grinding headstock.
<i>Keywords:</i>	cylindrical grinder, design of a rotary axis, grinding headstock of a grinder, grinder Studer S40, rotary axis B
<i>Annotation:</i>	This bachelor thesis deals with a design of a construction of the rotary axis B of the grinder Studer S40. The design considers the company's requirement of a utilization of the present table with the grinding headstock and required positioning accuracy of 0,001°. The thesis includes the research of a present market situation, a suggestion of more designs based on the research and a selection of the most appropriate design. This design will be further elaborated including design and control calculations.

Obsah

Seznam použitých symbolů, veličin a značek	9
1 Cíle práce	11
2 Úvod	12
3 Hrotové brusky s otočnou osou B	16
3.1 Srovnání výrobců brusek s otočnou osou B	16
3.1.1 Studer	16
3.1.2 Erwin Junker Grinding Technology	17
3.1.3 Kellenberger	18
3.1.4 TOS Čelákovice a.s.	19
3.1.5 Morara	20
3.2 Shrnutí a porovnání výrobců	21
4 Konstrukce otočné osy B brusky	22
4.1 Otočná osa B	22
4.1.1 Pohony	22
4.1.2 Uložení	24
4.1.3 Odměřování	26
4.1.4 Brzdy	27
4.2 Shrnutí	29
5 Návrhy řešení	30
5.1 Návrh řešení A	30
5.2 Návrh řešení B	31
5.3 Návrh řešení C	32
5.4 Výběr řešení	34
6 Zpracování vybraného řešení	35
6.1 Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru	35
6.2 Výpočet sil	40
6.3 Výpočet reakcí v podporách	42

6.4	Návrh velikosti ložiska	46
6.5	Návrh odměřování	47
6.6	Konstrukční uspořádání otočné osy.....	49
6.7	Kontrolní výpočty šroubů	52
7	Závěr a zhodnocení práce	53
8	Seznamy	54
8.1	Seznam obrázků.....	54
8.2	Seznam použitých zdrojů	56
8.3	Seznam příloh.....	60

Seznam použitých symbolů, veličin a značek

Označení	Název veličiny	Jednotky
a	Rozměr prutu	mm
A_C	Celková plocha průřezu šroubů	mm ²
a_k	Odchylka odměřování na konci kotouče	mm
A_S	Plocha průřezu jednoho šroubu	mm ²
a_{vř}	Rozměr vřeteníku	mm
b	Rozměr prutu	mm
b_{vř}	Rozměr vřeteníku	mm
C	Základní dynamická únosnost ložiska	N
c	Rozměr prutu	mm
c_{vř}	Rozměr vřeteníku	mm
d_k	Průměr kolíku	mm
E	Modul pružnosti	MPa
f₀	Součinitel tření (klidový)	1
F_{aA}	Axiální reakce v podpoře A	N
F_{bx}	Brousící síla ve směru x	N
F_{by}	Brousící síla ve směru y	N
F_{bz}	Brousící síla ve směru z	N
F_{rA}	Radiální reakce v podpoře A	N
F_{rB}	Radiální reakce v podpoře B	N
F_y	Silová rovnováha ve směru y	N
F_z	Silová rovnováha ve směru z	N
g	Tíhové zrychlení	m·s ⁻²
G_{vř}	Tíhová síla vřeteníku	N
J_{vř}	Moment setrvačnosti vřeteníku	mm ⁴
J_{za}	Kvadratický moment průřezu	mm ⁴
J_{zb}	Kvadratický moment průřezu	mm ⁴
J_{zc}	Kvadratický moment průřezu	mm ⁴
M_A	Momentová rovnováha k bodu A	Nm
M_k	Kroutící moment	Nm

M_N	Jmenovitý kroutící moment motoru	Nm
M_S	Moment pro překonání setrvačnosti	Nm
M_{V1}	Valivý odpor velkopřůměrového ložiska	Nm
M_{V2}	Valivý odpor válečkového ložiska	Nm
$m_{vř}$	Hmotnost vřeteníku	kg
n	Otáčky	min^{-1}
n_s	Počet šroubů ve šroubovém spoji	1
P	Výkon	W
P_{ekv}	Ekvivalentní zatížení ložiska	N
s_1	Průběžná souřadnice pro Mohrův integrál	mm
s_2	Průběžná souřadnice pro Mohrův integrál	mm
s_3	Průběžná souřadnice pro Mohrův integrál	mm
t	Čas	s
t_1	Celkový čas rotace otočné osy	s
α	Úhlové zrychlení	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$
δ	Úhlová chyba odměřování	$^\circ$
φ	Úhel natočení	rad
ω	Úhlová rychlost	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
μ	Součinitel tření ložiska	1

1 Cíle práce

Předmětem práce je návrh konstrukce otočné osy B brusného vřeteníku pro brusku Studer S40. Zadavatelem bakalářské práce je firma VOPSS.

Hlavním požadavkem konstrukce otočné osy je návrh konstrukce s využitím stávajícího brusného vřeteníku s vřeteny a stolu brusky. Požadovaná přesnost úhlového nastavení osy je $\pm 0,001^\circ$. S přesností nastavení osy souvisí i celková tuhost vřeteníku s otočnou osou tak, aby přesnost byla co nejméně ovlivněna vnějšími vlivy a otočná osa plnila správně svou funkci.

Dalším důležitým údajem je výška celkové sestavy otočné osy. Dle požadavku firmy by se tato výška měla pohybovat v rozmezí 305 až 330 mm tak, aby bylo možné tuto osu funkčně zkompletovat s bruskou bez nutnosti upravovat stávající konstrukci. Výsledný čas přestavení otočné osy není jedním z hlavních parametrů. Pro výpočty bude uvažován čas přestavení z jedné krajní polohy do druhé za 2 sekundy.

Na začátku práce bude vypracována rešerše s cílem zjistit informace o současném stavu brusek s otočnou osou na trhu. Dalším krokem bude návrh více variant možného řešení a následný výběr nejvhodnější varianty. Výsledná varianta bude dále rozpracována a detailně popsána v této práci. Součástí budou návrhové a kontrolní výpočty konstrukčního řešení. V závěru bude zhodnocena bakalářská práce. V příloze práce bude k dispozici výkres sestavy otočné osy brusky s kusovníkem a výkres dvou součástí otočné osy.

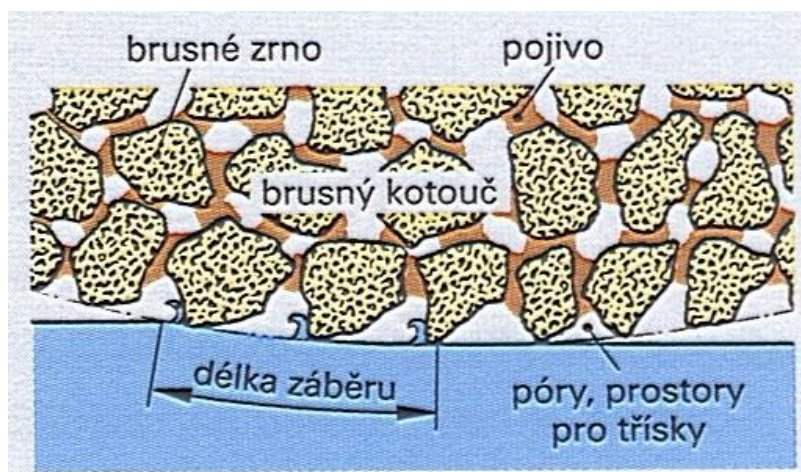
2 Úvod

Broušení je technologie přesného třískového obrábění, která je využívána už od dávných let. Prvotní použití bylo pro ostření kamenných nástrojů jako nožů, hrotů kopí nebo seker. Při postupném objevování kovů se vyvíjela i technologie broušení a lidé začali konstruovat první mechanismy a stroje sloužící k broušení materiálů. První univerzální brusky s broušícími kotouči se začali objevovat v 19. století. Postupem času se zdokonalovali stroje i materiály kotoučů a z broušení se stal velmi přesný způsob obrábění součástí z různých materiálů. V dnešní době je možné dosahovat přesností a drsností povrchu v řádech až desetin mikrometrů. Brusky jsou tak ve strojním průmyslu nepostradatelnými a tvoří důležitou fázi výrobního procesu. [1]

Obecně je broušení technologie, která funguje na principu odebrání materiálu z povrchové vrstvy obrobku jemnými zrna brusného materiálu, která jsou nejčastěji spojena pojivem do brusného kotouče. Drobné částičky brusiva svými ostrými hranami brousí povrch obrobku. Brusné materiály lze rozdělit na přírodní a syntetická. Mezi přírodní materiály patří korund, smírek nebo křemen. V současné době se přírodní materiály velmi často nahrazují materiály syntetickými. Syntetickými materiály jsou umělý diamant, umělý korund, kubický nitrid boru, karbid boru nebo karbid křemíku. Tyto materiály se obvykle vyrábí tavením v pecích a následným drcením na brusná zrna. [1] [2]

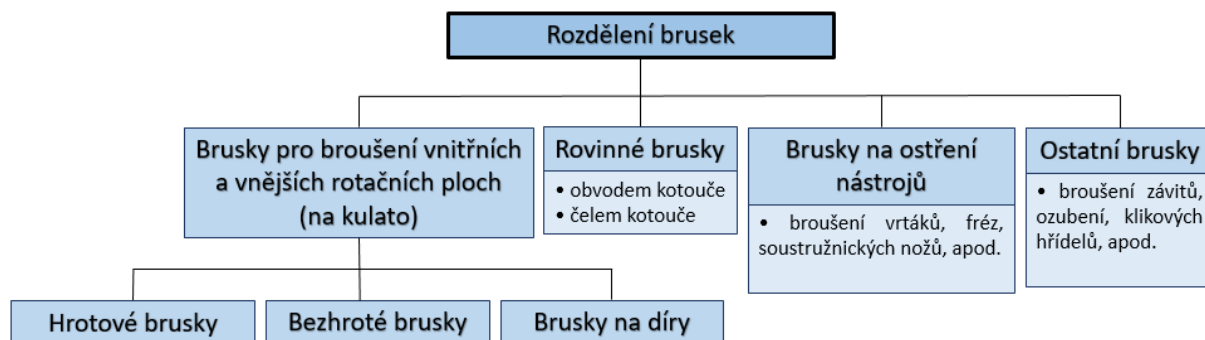
Brusná zrna jsou do kotoučů spojována pojivem a spolu s materiálem zrna určují, jak tvrdý kotouč bude. V praxi se ve velkém procentu případů používají pojiva keramická. Dále se vyskytují pojiva pryžová, silikátová, magnezitová, šelaková nebo z umělé pryskyřice. [2]

Na obrázku 2-1 je znázorněno spojení zrn pojivem v brusném kotouči.



Obrázek 2-1 Rozložení brusného kotouče [3]

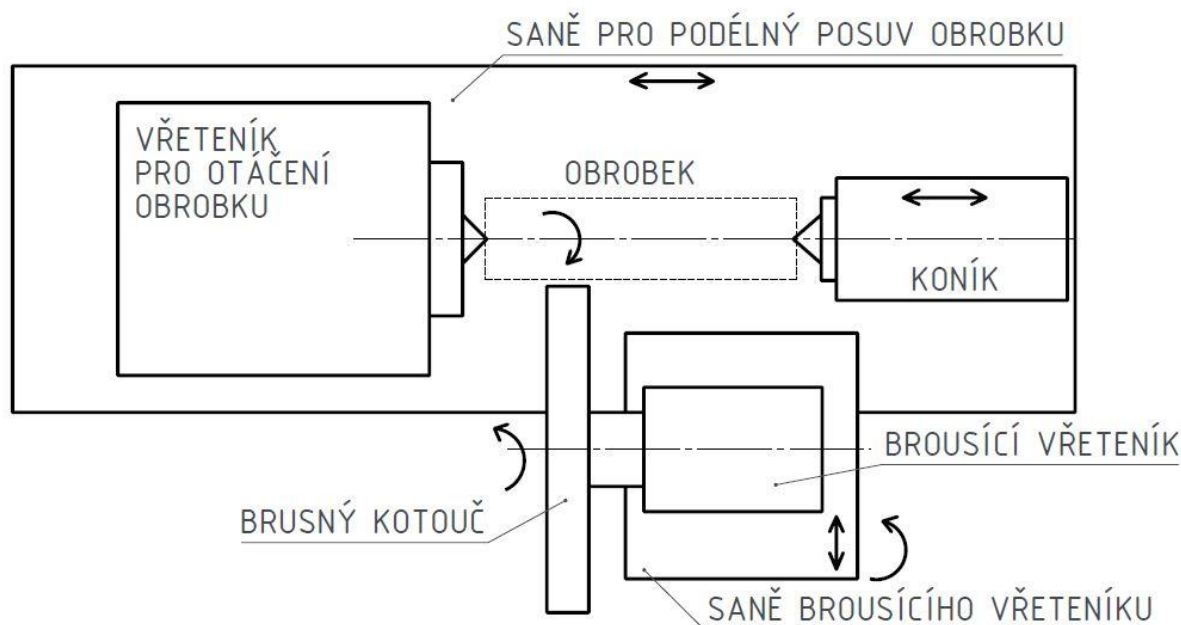
Základní rozdělení brusek podle technologie broušení je znázorněno ve schématu na obrázku 2-2.



Obrázek 2-2 Rozdělení typů broušení [3] [4]

Mezi brusky na kulato řadíme brusky hrotové a bezhruté. Slouží k broušení vnitřních a vnějších rotačních ploch. Na obrázku 2-3 je znázorněno schéma broušení na hrotové brusce.

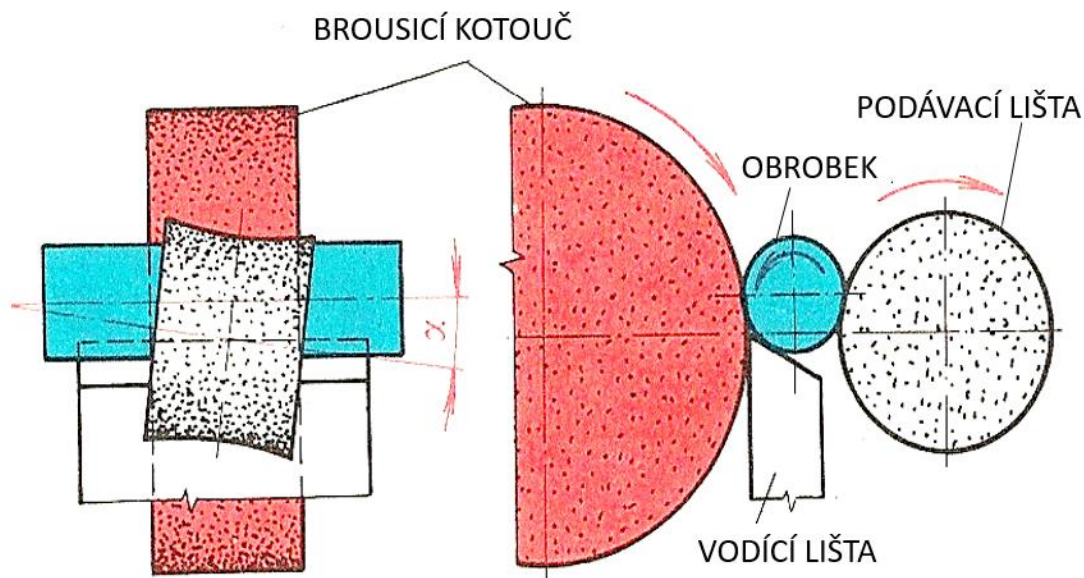
U hrotových brusek je obrobek upnut mezi hroty a otáčení je realizováno pomocí unášče, který je upevněn na povrch obrobku a svázán s unášecím vřeteníkem. Obrobek se ve většině případů otáčí proti směru otáčení brusného kotouče. Broušení je realizováno pomocí rotace brusného kotouče, který při otáčení brousí povrch obrobku. Kromě otáčení koná kotouč ještě příčný posuv ve směru kolmém na osu obrobku, čímž zajišťuje broušení jeho požadovaného průměru. Obroušení na požadované délce zajišťuje podélný posuv obrobku, pro těžší obrobky může tento pohyb konat brousící vřeteník. [1] [2] [4]



Obrázek 2-3 Schéma hrotové brusky [4]

Bezhruté brusky jsou také určeny k broušení rotačních ploch. Rozdílné je upnutí obrobku na stroji. Ten je podepřen opěrným pravítkem a obrobek je umístěn mezi dva kotouče – brusný a unášecí. Brusný kotouč se obvykle točí rychleji a zajišťuje samotné broušení. Unášecí kotouč je nejčastěji vyroben z pružného materiálu (například guma) a zajišťuje dostatečné přitlačení

obrobku na brusný kotouč. Jednoduché schéma bezhrotého broušení je naznačeno na obrázku 2-4. [4]



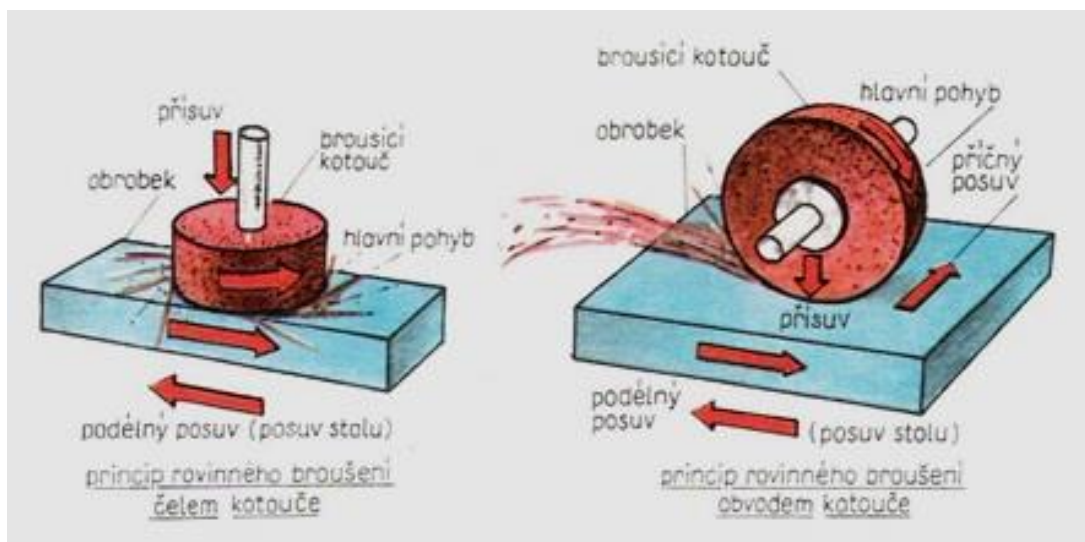
Obrázek 2-4 Schéma broušení na bezhroté brusce [5]

Speciálním případem jsou brusky pro broušení vnitřních rotačních ploch. Fungují podobně jako brusky hrotové. Obrobek je ale upnut pouze z jedné strany do sklíčidla nebo kleštiny tak, aby z druhé strany mohlo probíhat broušení otvoru, viz obrázek 2-5.



Obrázek 2-5 Broušení vnitřní válcové plochy [6]

Brusky, které využívají princip broušení naplocho, se nazývají rovinné. Obrobek je upnut na stole nejčastěji pomocí magnetické desky nebo různých upínek. Stůl s obrobkem potom koná vratný posuvný pohyb a zajišťuje broušení po požadované délce obrobku. Rovinné brusky můžeme dále dělit podle orientace vřeteníku na svislé a vodorovné, viz obrázek 2-6. U svislé rovinné brusky obstarává broušení čelo brusného kotouče, u brusky vodorovné se brousí obvodem kotouče. [4] [5]



Obrázek 2-6 Vlevo rovinné broušení čelem kotouče, vpravo jeho obvodem [3]

Poslední skupinou jsou speciální brusky, které jsou konstruovány pro konkrétní účely. Mezi ně patří brusky na ostření nástrojů. Ty slouží k naostření frézovacích, vrtacích nebo soustružnických nástrojů. Dál jsou to například brusky na broušení závitů, ozubených kol nebo vačkových a klikových hřídelí. Trendem posledních let jsou pak brousící centra, která mají více os a jsou schopna brousit složité součásti. [4]

Tato bakalářská práce je zaměřena na úpravu hrotové brusky, která využívá metodu broušení na kulato. Úprava spočívá ve výměně původní otočné osy brousícího vřeteníku za novou, která bude schopna přesnějšího a plynulejšího polohování brousícího vřeteníku pod požadovaným úhlem.

3 Hrotové brusky s otočnou osou B

V této kapitole budou uvedeny základní informace o konstrukci hrotových brusek. Blíže se bude kapitola zabývat hlavně konstrukcí otočné osy B brusného vřeteníku.

Původní provedení otočné osy na brusce Studer S40 bylo realizováno manuálně s fixací polohy pomocí Hirthova ozubení. Cílem této rešerše je zjistit informace o otočných osách jednotlivých výrobců hrotových brusek a porovnat konstrukci jejich jednotlivých částí. Závěrem rešerše by měl být přehled řešení hrotových brusek s otočnou osou B dostupných na trhu.

3.1 Srovnání výrobců brusek s otočnou osou B

V této kapitole budou představeny jednotlivé firmy z ČR i zahraničí, které vyrábějí univerzální CNC brusky pro broušení na kulato. Jsou představeny stroje, které využívají vřeteník s otočnou osou B a svými parametry jsou podobné brusce Studer S40. Blíže je popsáno řešení konstrukce otočné osy.

3.1.1 Studer

Výrobce brusek Studer patří do skupiny výrobců nazývané Körber solutions. Jedná se o konsorcium spojující výrobce strojů Studer, Mikrosa, Schaudt, Mägerle a další. Nástupcem univerzální CNC brusky Studer S40 je model S41, který je zobrazen na obrázku 3-1. Všechny lineární osy této brusky jsou poháněny elektromotory a vedeny pomocí kombinace hydrostatického a hydrodynamického vedení. Bruska je navíc také vybavena osou A, která zajišťuje náklon broušícího vřeteníku o $\pm 5^\circ$.



Obrázek 3-1 CNC Bruska Studer S41 [7]

Osa B Studeru S41 je zobrazena na obrázku 3-2. Je poháněna přímo prstencovým motorem, který umožňuje nastavení polohy s krokem menším než $1''$. Rozlišení odměřování je pak schopno určit polohu s přesností až $0,00005^\circ$. Výrobce uvádí dvakrát menší krok nastavení

polohy otočné osy B než u předešlého modelu. Zpevnění osy zajišťuje vylepšené jemné Hirthovo ozubení. [8]



Obrázek 3-2 Otočná osa B brusky Studer S41 [8]

3.1.2 Erwin Junker Grinding Technology

Skupina Junker je jedním z předních výrobců a prodejců brousících strojů v ČR i zahraničí. Na trh dodává široké spektrum strojů obsahující univerzální hrotové brusky, brusky na ostření nástrojů, bezhroté stroje nebo speciální brusky a brousící centra. Univerzální brusky pro broušení na kulato s otočnou osou B reprezentuje řada brusek Lean Selection, která je vhodná pro malosériovou a kusovou výrobu. Speciálně jsou to brusky Lean Selection allround nebo výkonnější Lean Selection speed. [9]

Bruska Lean Selection allround, která je na obrázku 3-3, je univerzální bruska určena pro broušení vnějších a vnitřních rotačních ploch, zaoblení, čel nebo závitů. Firma nabízí různé varianty brusného vřeteníku s možností až 3 vřeten pro broušení vnitřních nebo vnějších průměrů. Otočná osa B brusného vřeteníku je možná otáčet v rozsahu 240° s přesností odměřování polohy $0,0001^\circ$. Osa je uložena na valivém vedení a má plynulé automatické nastavení pozice. [9]



Obrázek 3-3 Univerzální CNC bruska Junker Lean Selection allround [9]



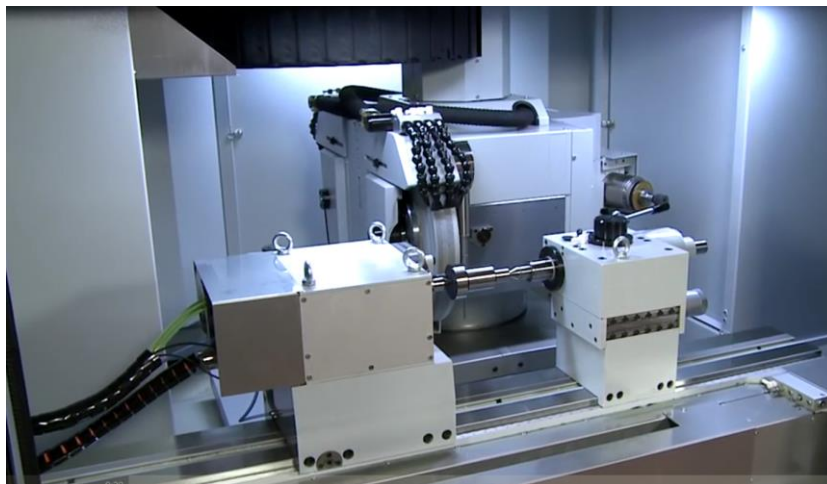
Obrázek 3-4 Pracovní prostor brusky Erwin Junker Lean selection

3.1.3 Kellenberger

Kellenberger je švýcarská firma zabývající se výrobou přesných brousicích strojů. Tato firma nabízí řadu univerzálních CNC brusek pro broušení na kulato. Mezi ně patří stroje KEL-VARIA, KEL-VISTA, KEL-VITA nebo KEL-VERA, které jsou konstrukcí a parametry podobné brusce Studer S40.



Obrázek 3-5 Bruska KEL-VARIA [10]



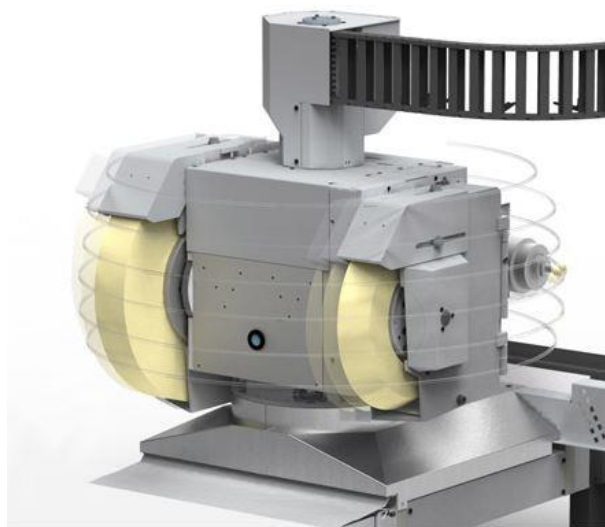
Obrázek 3-6 Pracovní prostor brusky KEL-VARIA [10]

Otočná osa B u brusek KEL-VITA a KEL-VISTA je řešena pomocí Hirthova ozubení. Firma nabízí indexování automaticky po 1° nebo manuálně po $2,5^\circ$ v rozsahu 220° .

Zajímavější jsou otočné osy u brusek KEL-VERA a KEL-VARIA, kterou vidíme na obrázcích 3-5 a 3-6. Původně byla otočná osa řešena šnekovým pohonem a upínkami zajišťující zpevnění osy. Odměřování dokázalo měřit s rozlišením menším než $1''$. Nově je však otočná osa u těchto strojů uložena pomocí předepjatého hydrostatického vedení. Pohon zajišťuje vodou chlazený prstencový motor zobrazený na obrázku 3-7. Tato kombinace zajišťuje schopnost osy indexovat nejmenším krokem až $0,0001^\circ$ v rozsahu až 240° . Odměřování na ose je schopno určit polohu s přesností $0,00002^\circ$ a zajišťuje přesnost pozicování menší než $1''$ ($0,003^\circ$). Celá osa B brusky KEL-VARIA je vidět na obrázku 3-8. [10] [11]



Obrázek 3-7 Prstencový motor brusky KEL-VARIA [11]



Obrázek 3-8 Otočná osa brusky KEL-VARIA [11]

3.1.4 TOS Čelákovice a.s.

Firma TOS a.s. je český výrobce univerzálních hrotových brusek. Nejmenší typ hrotové brusky od této firmy je BUA 25B. Tato bruska však nabízí otočnou osu B jen s manuálním otáčením a to v rozsahu -15° až 45° .

Větším typem strojem je CNC bruska BUB 40B, respektive BUB 50B. Tyto brusky nabízejí ve variantách PROFI a PRACTIC opět jen ručně řízenou osu v rozsahu -15° až 45° . Jediná varianta od této firmy, která nabízí automaticky řízenou osu B je MULTI, která je zobrazena na obrázku 3-9. Tato bruska disponuje programovatelnou osou, která je schopna automatického natáčení v rozsahu -195° až 30° . Pro pohon osy B využívá firma prstencové motory s přímým odměřováním polohy. [12]



Obrázek 3-9 Hrotová CNC bruska BUB 50B MULTI [12]

3.1.5 Morara

Morara je italská firma patřící do seskupení firem IMT, ve kterém jsou mimo jiné i další výrobci brusek jako Tacchela nebo Favreto. Univerzální hrotové brusky reprezentuje řada MT 250,500,900 MTC. Na obrázku 3-10 je zobrazen model MT 500. Broušící vřeteník těchto brusek může být osazen až čtyřmi broušícími elektro-vřeteny. Celý vřeteník je poháněn elektrickým prstencovým motorem. Polohování broušícího vřeteníku je možné v rozsahu od -20° až do 230° . Rozlišení odměřování je schopno určit polohu s přesností až $0,00017^\circ$. Fixaci otočné osy v požadované poloze zajišťuje pneumatický systém. [13]



Obrázek 3-10 Bruska MT500 MTC od italské firmy Morara [13]

3.2 Shrnutí a porovnání výrobců

Výrobce	Studer	Erwin Junker	Kellenberger	TOS a.s.	Morara
Typ brusky	S41	Lean selection allround	KEL-VARIA	BUB 50B MULTI	MT500 MTC
Typ pohonu	Prstencový motor	Prstencový motor	Prstencový motor	Prstencový motor	Prstencový motor
Typ uložení	Hydrostatické	Valivé	Hydrostatické (předejpaté)	-	-
Krok polohování [°]	<0,0003 (<1'')	-	0,0001	-	-
Přesnost odměřování [°]	0,00005	0,0001	0,00002	-	0,00017
Rozsah [°]	270	240	240	225	250

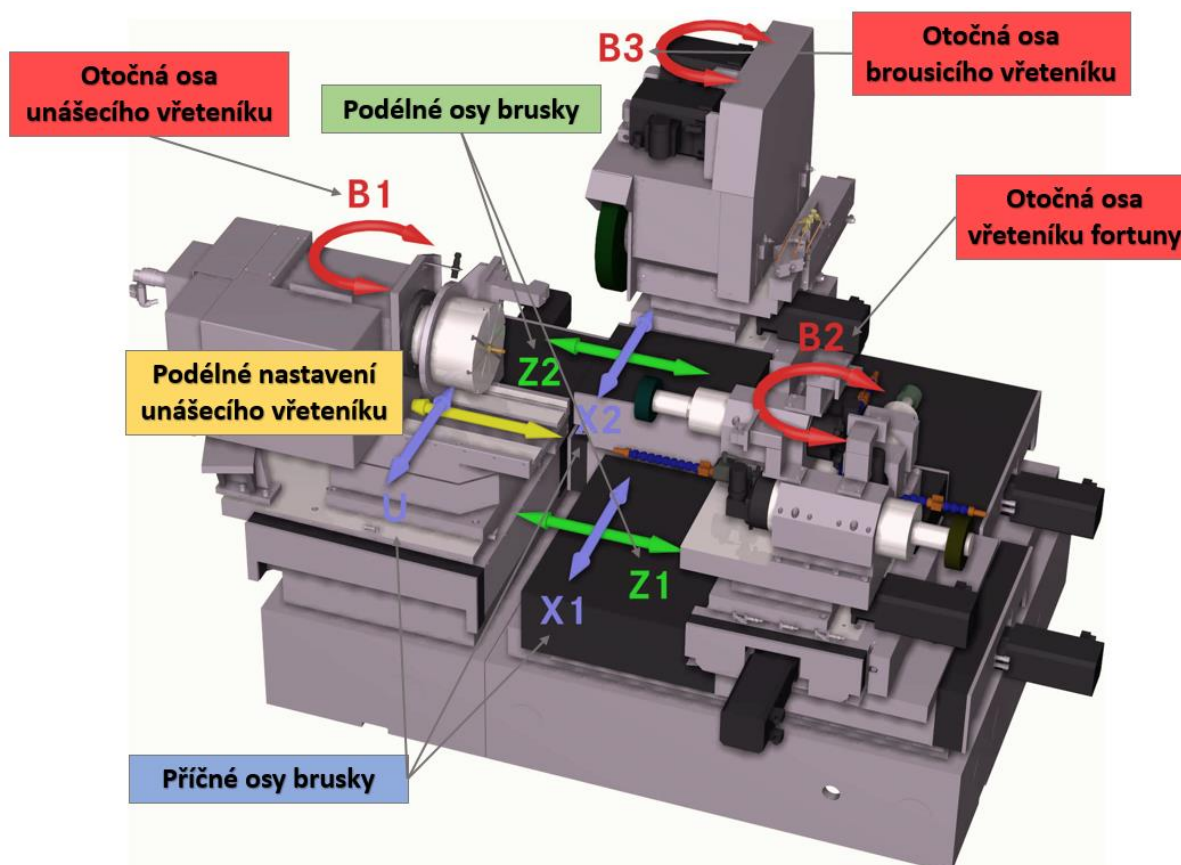
Tabulka 3-1 Shrnutí jednotlivých parametrů brusek

V tabulce 3-1 je znázorněno shrnutí parametrů brusek s otočnou osou na trhu. Z průzkumu vyplývá, že u všech zkoumaných hrotových brusek je otočná osa poháněna prstencovým motorem. Typ uložení byl uveden jen 3 z 5 výrobců brusek. Ve dvou případech byla otočná osa uložena na hydrostatickém vedení. Toto vedení je díky svým výhodám trendem poslední doby. Bruska od firmy Erwin Junker je uložena na valivém vedení.

Dalším důležitým parametrem je rozsah natočení otočné osy. Ten se u všech výrobců pohybuje v intervalu přibližně od 220° až do 270°. To znamená, že žádný výrobce nevyrobí otočnou osu, která by byla schopna se otáčet o 360° a její natočení je omezené krajními polohami. Krok polohování osy uvedli jen dva výrobci. U těchto výrobců je možné nastavit polohu s krokem v řádu desítek úhlového stupně. Přesná poloha osy mezi krajními polohami je určována pomocí odměřování. Jeho přesnost by měla být větší než je krok polohování, aby mohlo spolehlivě určit přesnou aktuální polohu otočné osy.

4 Konstrukce otočné osy B brusky

V této kapitole budou uvedeny základní informace o konstrukci brusek. Blíže se bude kapitola zabývat hlavně konstrukcí otočné osy B brusného vřeteníku na základě informací zjištěných z provedené rešerše. Detailněji budou popsány jednotlivé součásti otočné osy.



Obrázek 4-1 Schéma hrotové brusky s popisem os [14]

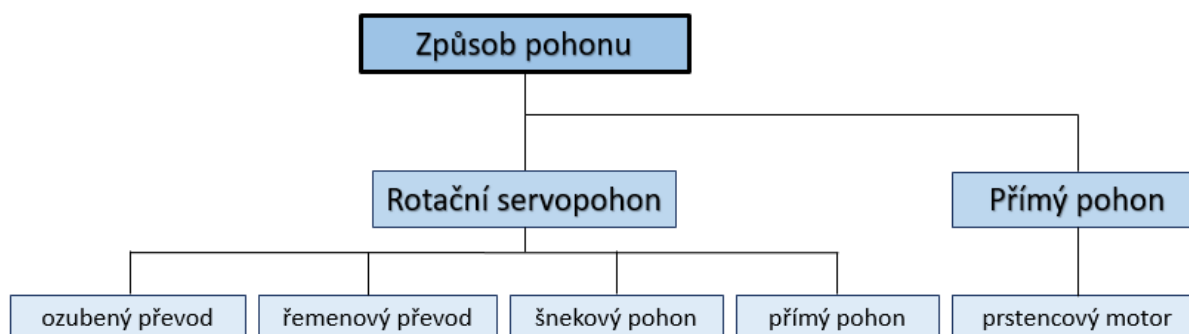
4.1 Otočná osa B

Otočná osa B brousícího stroje je část brusky, která spojuje brousící vřeteník a stůl osy X hrotové brusky. Funkcí otočné osy je natáčení brusného vřeteníku o požadovaný úhel pro broušení kuželových ploch nebo otočení pro broušení kotoučem na opačné straně vřeteníku. Na obrázku 4-1 je tato otočná osa brousícího vřeteníku označena jako osa B3.

Základem otočné osy je tubus, který je pevně spojen se stolem a je základem pro uložení otočné osy. V tubuse jsou uloženy komponenty, které zajišťují správnou funkci osy. Jedná se o vřeteno s pohonem zajišťující rotaci, odměřování, ložiska, brzdu a spojovací součásti.

4.1.1 Pohony

Jedním z nejdůležitějších dílů na otočné ose je pohon zajišťující rotaci osy. Náhon osy může být řešen několika způsoby, které jsou znázorněny na obrázku 4-2.



Obrázek 4-2 Přehled základních typů pohonů otočných os [15]

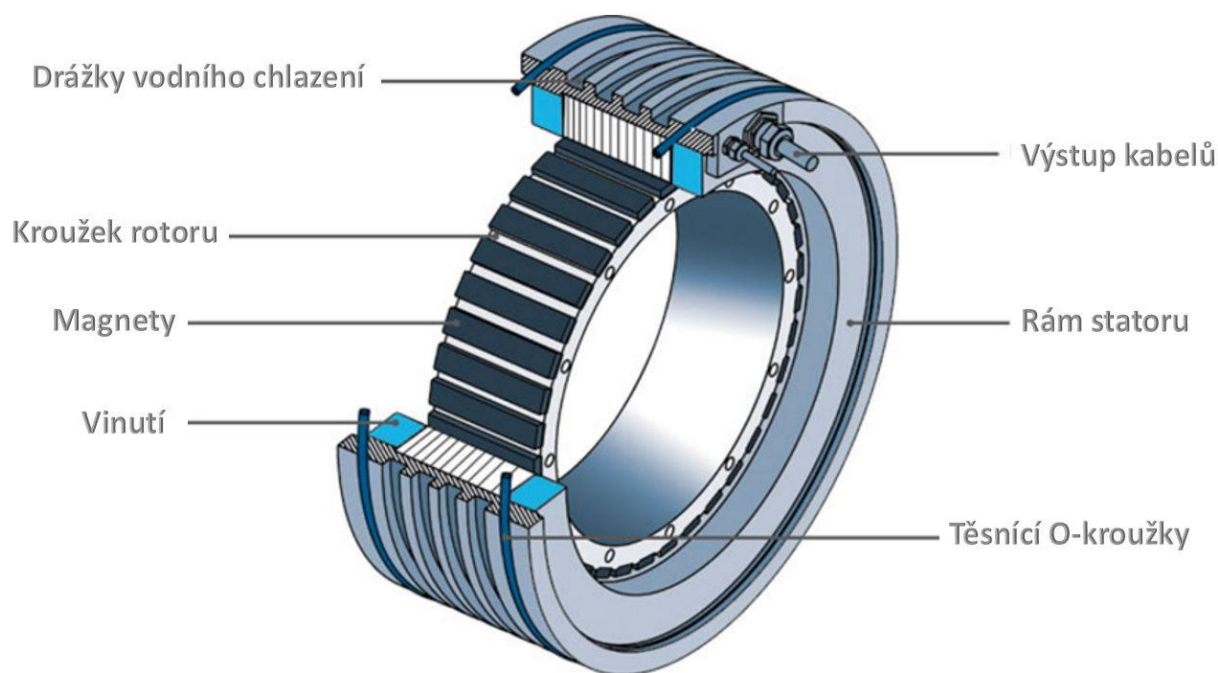
Prvním typem pohonu je rotační servopohon, který je ve většině případu realizován nepřímě. To znamená, že přenos krouticího momentu M_k je přenášen pomocí dalšího převodu mezi pohonem a osou. Jedná se například o pohon pomocí ozubených kol, šnekového převodu nebo řemenového převodu. V některých případech je servopohon připojen na poháněnou část bez dalších mezičlenů. Tento typ pohonu nazýváme pohonem přímým. Pro případ otočných os se v dnešní době ve většině případů používá pohon prstencovým motorem, proto tyto typy pohonů nebudou detailněji popisovány. [15]

Nejdůležitějším typem pohonu otočných os v současné době je přímý pohon prstencovým motorem. Tyto motory se nazývají přímým pohonem, protože pohánějí osu bez nutnosti dalšího převodu. Tyto převody mají vůli, která je nepříznivá pro polohování otočné osy a převod se musí předepnout nebo dále upravit, aby byla tato vůle eliminována. Přímé pohony nemají vložený převod a nemají vůle, což je jejich největší výhodou oproti nepřímým převodům. Z toho plyne i hlavní výhoda prstencových motorů, kterou je schopnost velmi přesného polohování při zachování velké tuhosti. Oproti jiným typům pohonů navíc přímé pohony zabírají méně prostoru. [16]

Prstencové motory jsou motory, které dokáží vyvinout velký krouticí moment při nízkých otáčkách. Tyto vlastnosti jsou pro otočné osy výhodné, proto se tyto motory v současné době používají. Základními částmi prstencových motorů jsou stator a rotor. Na vnější zástavbu osy je připevněno rámo statoru se statorovým vinutím. Kroužek rotoru s magnety na obvodu je připevněn na pohyblivou část osy a otáčí s brousicím vřeteníkem.

Nevýhodou prstencových motorů je vznikající teplo, které musí být odváděno chlazením vodou nebo vzduchem. Nejúčinnější chlazení těchto motorů je chlazení vodou. Bývá realizováno drážkami na vnějším průměru prstence statoru, v kterých proudí chladící kapalina. V některých případech je chlazení integrováno přímo do rámu statoru. Na obrázku 4-3 je znázorněno schéma prstencového motoru v částečném řezu. [17]

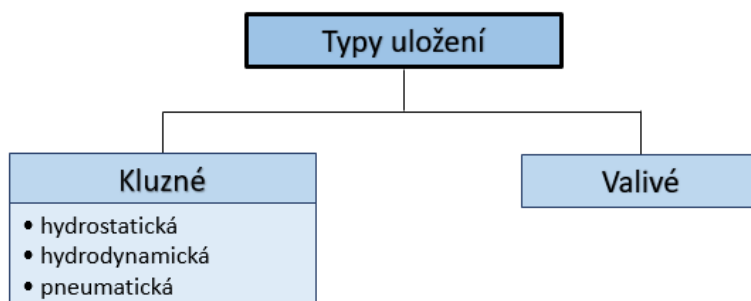
Mezi nejznámější výrobce prstencových motorů patří Siemens, Etel, Kollmorgen nebo český výrobce VUES Brno s.r.o. [16] [17]



Obrázek 4-3 Schéma prstencové motoru [17]

4.1.2 Uložení

Uložení rotační soustavy bývá provedeno různými způsoby. Základní rozdělení je zobrazeno na obrázku 4-4.



Obrázek 4-4 Rozdělení nejpoužívanějších typů uložení [18]

Nejčastěji používaným typem vedení je vedení valivé. Toto vedení je realizováno pomocí valivých elementů v ložisku, které se pohybují po valivých dráhách. Těmito valivými elementy mohou být kuličky, válečky, kuželíky, soudečky a další. Tření v tomto vedení je podle [19] nízké: $f_0 = 0,001 - 0,005$ a s rostoucí rychlostí se mění jen málo. Výhodou tohoto uložení je vysoká tuhost a eliminace trhavých pohybů. [19]

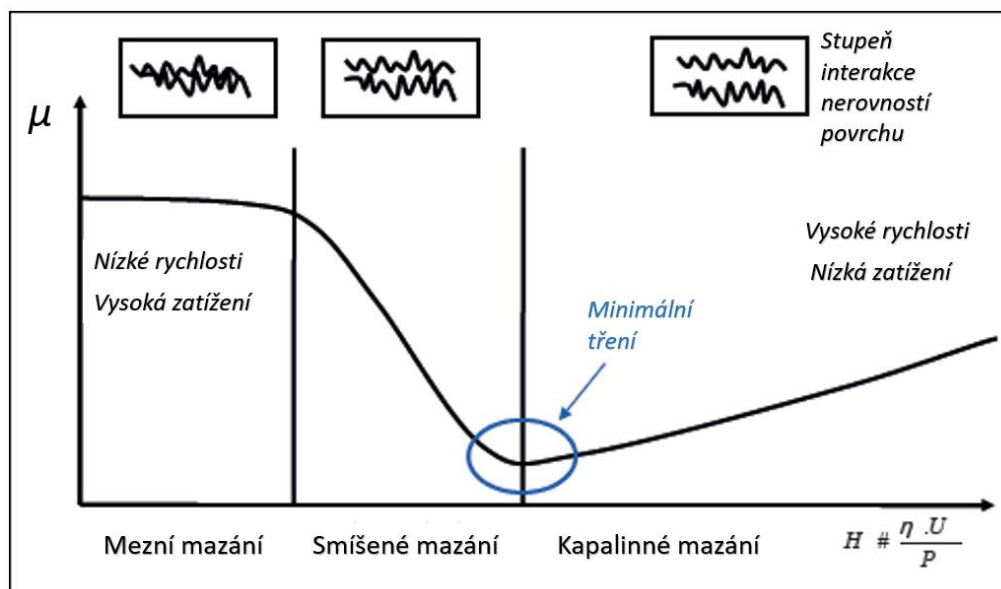
Pro případ otočných os a stolů se používají kuličková, válečková nebo kuželíková valivá ložiska. Ta jsou navržena speciálně pro tyto účely a odolávají kombinovaným zatížením. Současně zajišťují zachování vysoké tuhosti, což je klíčovým faktorem pro konstrukci otočné osy brusky. Příkladem je radiálně-axiální ložisko INA YRT, které je zobrazeno na obrázku 4-5.



Obrázek 4-5 Velkopřůměrové radiálně-axiální ložisko YRT od firmy Schaeffler [20]

Kluzné vedení, někdy nazývaného hydrodynamické, můžeme dále rozdělit na stavy podle přítomnosti oleje. Při suchém tření dochází k přímému kontaktu vodících ploch bez přítomnosti oleje, což často způsobuje opotřebení vodících ploch. Výjimku tvoří kluzné materiály, které jsou na tento kontakt konstruovány. Naopak při kapalinném tření je mezi plochami vrstva oleje a k opotřebení dochází jen při rozběhu a v případě nečistot v mazivu, které fungují jako brusivo a porušují kontaktní plochy. Často však při provozu dochází ke smíšenému tření, které je kombinací obou dvou a vrstva oleje není souvislá. [15] [19]

Klidový součinitel tření f_0 se u tohoto typu vedení pohybuje v rozmezí od 0,1 do 0,3. Velkou nevýhodou kluzného vedení jsou však trhavé pohyby, takzvaný stick-slip efekt. Dochází k nim při malých rychlostech a jsou způsobeny větším klidovým součinitelem tření, který je nutno pro pohyb překonat. Tyto trhavé pohyby jsou při otáčení osy nežádoucí a snahou je jim zabránit. Proto je tento typ uložení pro otočné osy nevhodný. [19]

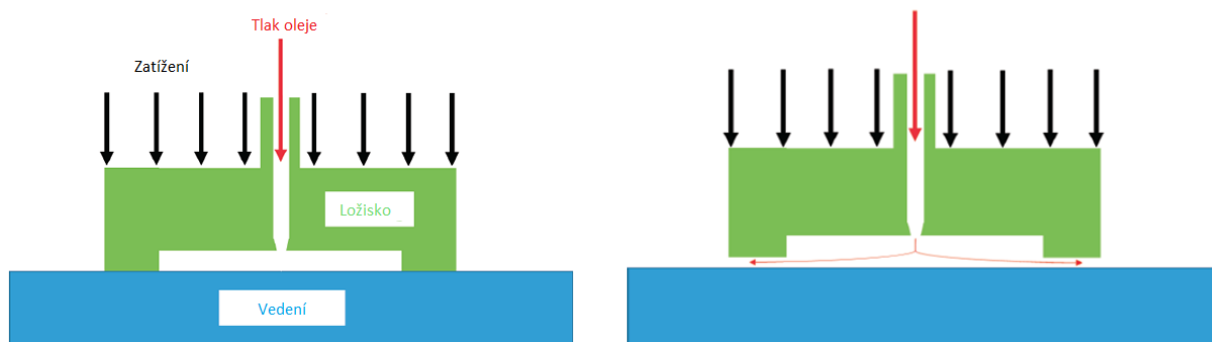


Obrázek 4-6 Stribeckův diagram [20]

Na obrázku 4-6 je Stribeckův diagram popisující závislost tření na rychlosti u kluzného vedení. První oblast je oblast suchého, druhá smíšeného a třetí kapalinného tření. Z grafu

je patrné, že při nízkých rychlostech dochází k suchému tření a hodnota součinitele μ je nejvyšší. To je velká nevýhoda tohoto vedení, protože dochází k trhavým pohybům. Součinitel dále klesá se stoupající rychlostí. Minimální tření je na obrázku označeno modrým kroužkem a nachází se na pomezí mezi smíšeným a kapalným třením.

Hydrostatické uložení pracuje na principu tlaku v tenké olejové vrstvě, který je vytvořen olejovým čerpadlem. Z tohoto principu vyplývají výhody tohoto uložení. Velkou výhodou tohoto vedení je absence mechanického kontaktu mezi vodícími plochami, která přináší minimální opotřebení vodících ploch. Díky tlaku oleje v uložení je celé vedení bez vůle a jeho tuhost je velmi vysoká. Klidový součinitel tření je velmi nízký, jeho hodnota podle [19] je: $f_0 = 5 \cdot 10^{-6}$. U tohoto typu vedení navíc nedochází k trhavým pohybům při nízkých rychlostech, takzvaném stick-slip efektu. Toto vedení přináší i určité nevýhody. K natlakování oleje je potřeba speciální čerpadlo a konstrukce celé osy je díky rozvodům oleje složitá. S tímto je spojena i náročnější údržba a náklady na provoz. Další nevýhodou je proudění tlakového oleje tenkou mezerou, při kterém vzniká teplo, které dále ovlivňuje celou konstrukci. [19]



Obrázek 4-7 Schéma hydrostatické vedení bez tlaku oleje (vlevo) a pod tlakem (vpravo) [21]

Na obrázku 4-7 vidíme zjednodušené schéma hydrostatického lineárního vedení. Červeně je znázorněn tlakový olej, černě zátěž, zeleně hydrostatická kapsa a modře pevná část vedení. Na obrázku vlevo není tlak oleje dostatečně velký, a proto se stykové plochy vedení dotýkají. Na obrázku vpravo je však tlak oleje dostatečný, olej se dostane mezi stykové plochy vedení a nedochází tak k tření mezi stykovými plochami.

4.1.3 Odměřování

Odměřování slouží k určení aktuální polohy osy. Základní dělení odměřování je na přímé a nepřímé. Definice nepřímého odměřování podle [22] zní: „U nepřímého odměřování se neodměřuje poloha pohybující se části obráběcího stroje přímo, ale pouze poloha pohybového mechanismu, např. úhel natočení kuličkového šroubu.“ Vložené převody a teplotní dilatace vnášejí do odměřování další nepřesnosti, a proto jsou vhodná pro méně náročná použití. [22]

Přímé odměřování je opakem nepřímého. Systém odměřování je součástí odměřovaných součástí bez převodů a mezičlenů. Z toho plyne hlavní výhoda přímého odměřování, kterou je vyšší přesnost oproti nepřímému. Přímé odměřování je ovšem náročnější na konstrukci a cena je vyšší. Z důvodu přesnosti odměřování polohy je pro otočnou osu B vhodnější odměřování přímé. [22]

Dalším důležitým faktorem výběru odměřování je absolutní nebo inkrementální snímání polohy. Inkrementální odměřování určuje polohu relativně. To znamená, že při každém startu stroje potřebuje referenční bod, z kterého bude při určování polohy vycházet. Při absolutním odměřování není nutné zaměřovat referenční bod. Odměřovací kroužek je vybaven v každé jeho části unikátním kódem, a proto je odměřování vždy schopné určit absolutní polohu otočné osy. Tato varianta je pro otočnou osu vhodnější právě proto, že není nutné po startu najíždět referenční bod. [22]

Pro určení úhlové polohy rotační osy se používají indukční, magnetické nebo optické rotační snímače. Příkladem je optický snímač pro rotační odměřování od firmy Renishaw na obrázku 4-8. Dalším výrobcem odměřovacích systémů je například firma Heidenhain. Nejmenší přesnost rozlišení polohy u těchto prstenců záleží hustotě a velikosti značek na průměru prstence. To znamená, že s průměrem kroužku snímače se zvyšuje i množství a hustota těchto značek. [23]

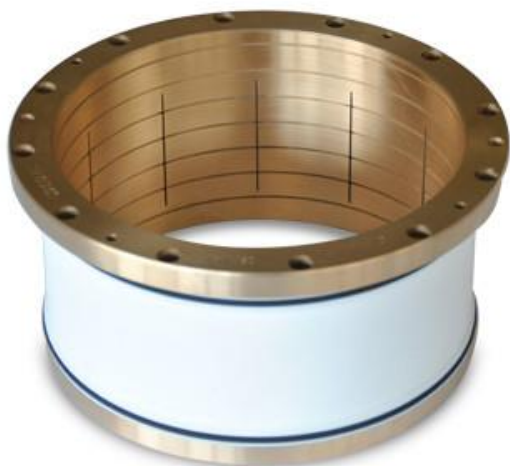


Obrázek 4-8 Optický snímač polohy RESOLUTE od firmy Renishaw [24]

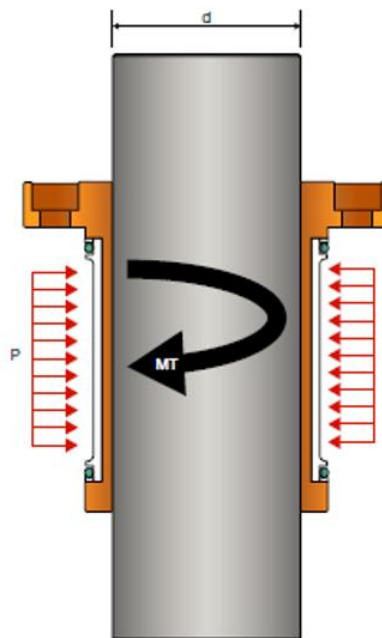
4.1.4 Brzdy

Brzda slouží k fixaci otočné osy v požadované poloze tak, aby se během broušení zachovala přesná poloha otočné osy s brousicím vřeteníkem. U rotačních soustav a otočných os se v dnešní době používají nejčastěji dva typy brzd. Jsou to brzdy pneumatické a brzdy hydraulické.

Princip hydraulické brzdy je zobrazen na obrázku 4-10. Tlak hydraulické kapaliny působí na vnější průměr brzdy. Díky drážkám v brzdě se sevře vnitřní průměr, který tak působí na součást namáhanou momentem a brání jí v rotaci. Příklad hydraulické brzdy je zobrazen na obrázku 4-9. [25]

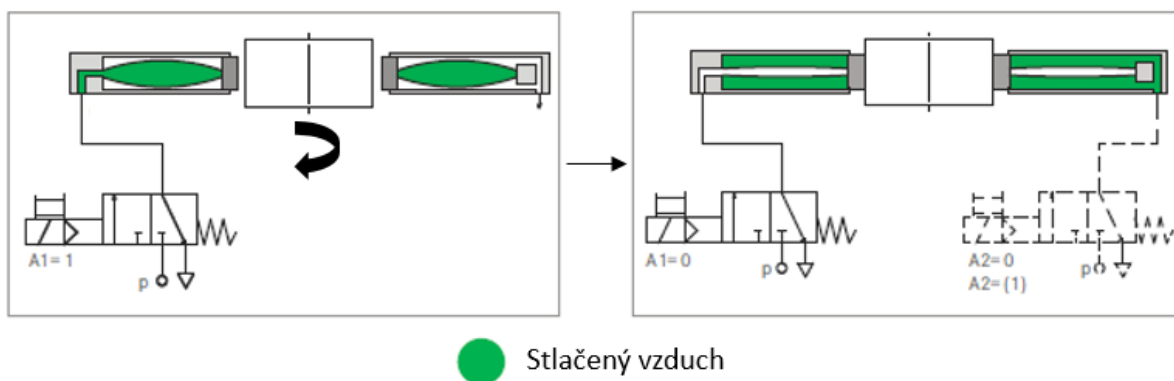


Obrázek 4-9 Hydraulická brzda



Obrázek 4-10 Princip hydraulické brzdy [25]

Princip pneumatické brzdy je zobrazen na obrázku 4-11. Na obrázku vlevo je pomocí kompresoru stlačen vzduch a veden do vnitřní kapsy brzdy. Ta je vzduchem rozevřena a umožňuje hřídeli otáčení. Na druhém obrázku je kompresor A1 vypnut a kapsa je prázdná, stáhne se a brzda sevře hřídel a zabrání její rotaci. Pro lepší účinnost brzdy je možné přidat další kompresor označený na obrázku vpravo jako A2. Ten dodává stlačený vzduch vně kapsy a pomáhá jejímu sevření při brždění. Z obrázku vyplývá, že při výpadku energie nebo poruše kompresorů bude brzda funkční a bezpečně zabrzdí hřídel. [26]

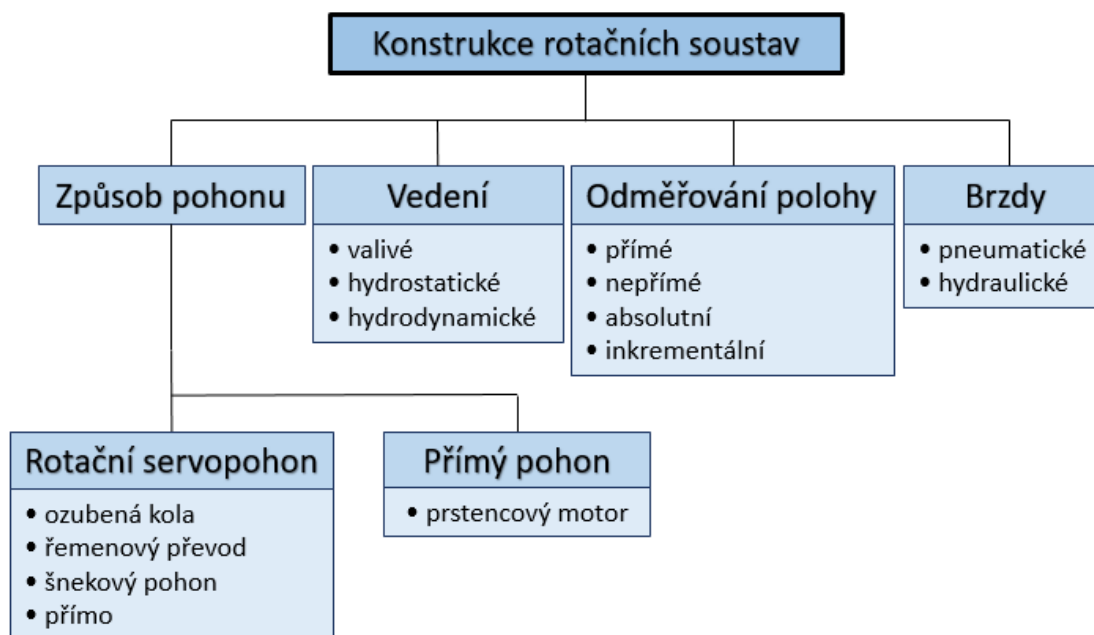


Obrázek 4-11 Princip pneumatické brzdy [26]

Hlavní výhodou pneumatických brzd oproti hydraulickým je bezpečnost. Při výpadku energie hydraulická brzda ztrácí tlak a brzda se uvolní. Pneumatická brzda při výpadku ztratí tlak vzduchu a okamžitě zabrzdí. V porovnání s hydraulickými brzdami mají pneumatické brzdy také nižší náklady na montáž a údržbu. Proto je výhodnější použít pro otočnou osu B pneumatickou brzdu. [26]

4.2 Shrnutí

Na obrázku 4-12 je shrnutí dosavadních poznatků o konstrukci otočných os a rozdělení jejich součástí podle způsobu jejich konstrukce a provedení. Ve schématu jsou uvedeny pouze nejdůležitější části rotační osy.



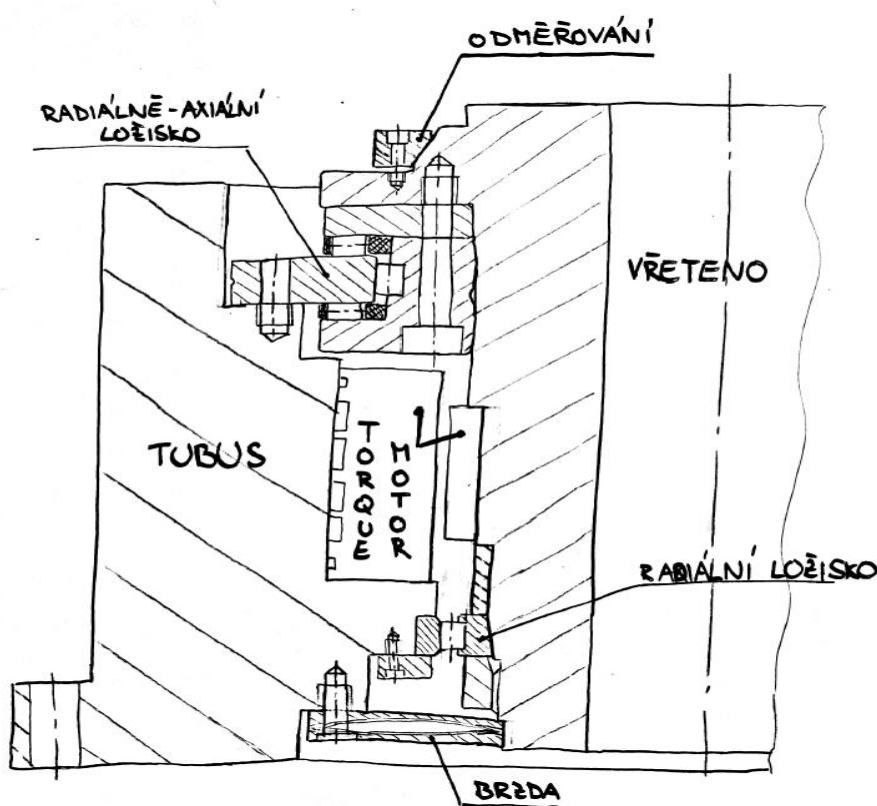
Obrázek 4-12 Shrnutí hlavních součástí otočné osy [15]

5 Návrhy řešení

V této kapitole budou popsány jednotlivé návrhy řešení, které budou navrženy na základě informací zjištěných z provedené rešerše problematiky otočných os B hrotových brusek. U každého návrhu řešení budou uvedeny jeho výhody a nevýhody. Následně bude na základě těchto vlastností vybráno nejvhodnější řešení, které bude dále rozpracováno.

5.1 Návrh řešení A

Prvním návrhem řešení je otočná osa, která je uložena na velkopřůměrovém radiálně – axiálním válečkovém ložisku, které je určeno pro otočné stoly a osy obráběcích strojů. Schematicky je řešení znázorněno na obrázku 5-1.

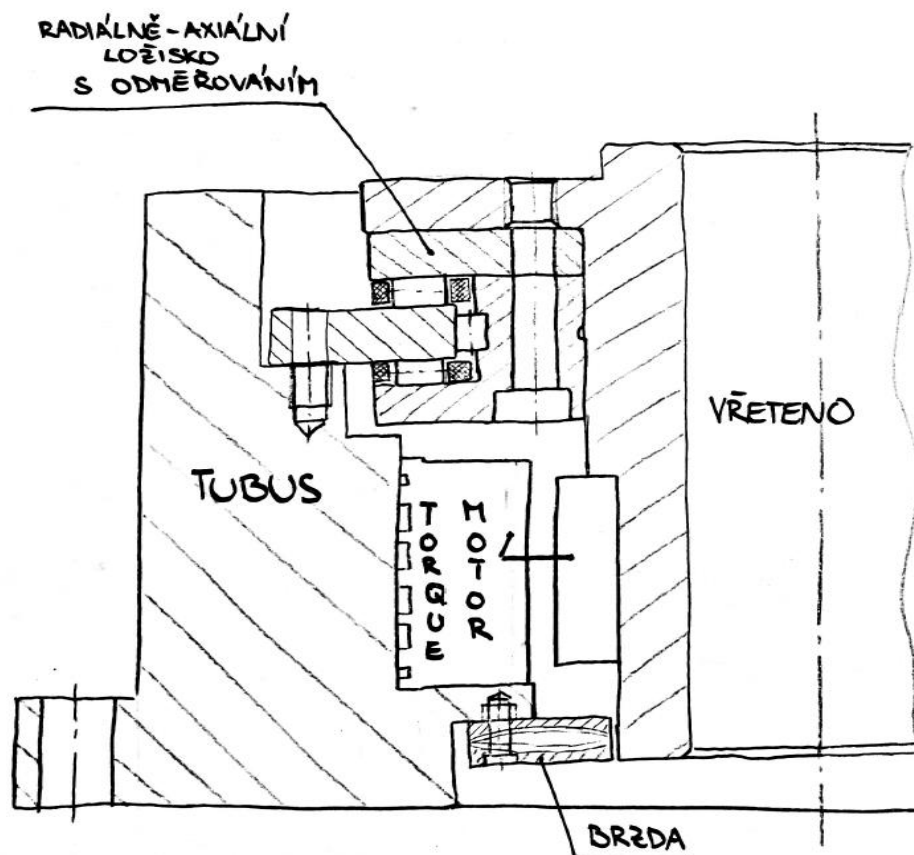


Obrázek 5-1 Skica uložení návrhu řešení A

Jako pohon je zvolen prstencový elektromotor, který je v současné době u otočných os používán nejčastěji a pro danou přesnost polohování je nejvhodnější. Jeho největší výhodou je přímý pohon bez vložených převodů a kompaktní rozměry. Dalšími důležitými částmi osy jsou absolutní odměřování polohy, pneumatická brzda pro zafixování polohy při broušení a radiální válečkové ložisko. Celá sestava osy je uložena v tubusu, který bude připevněn ke stolu brusky. Na tubusu je připevněn brousící vřeteník.

5.2 Návrh řešení B

Druhým návrhem je uložení na velkopřůměrovém radiálně – axiálním válečkovém ložisku, které má v sobě již zabudováno odměřování polohy. V tomto návrhu řešení je vynecháno spodní válečkové ložisko. Schéma řešení je na obrázku 5-2.

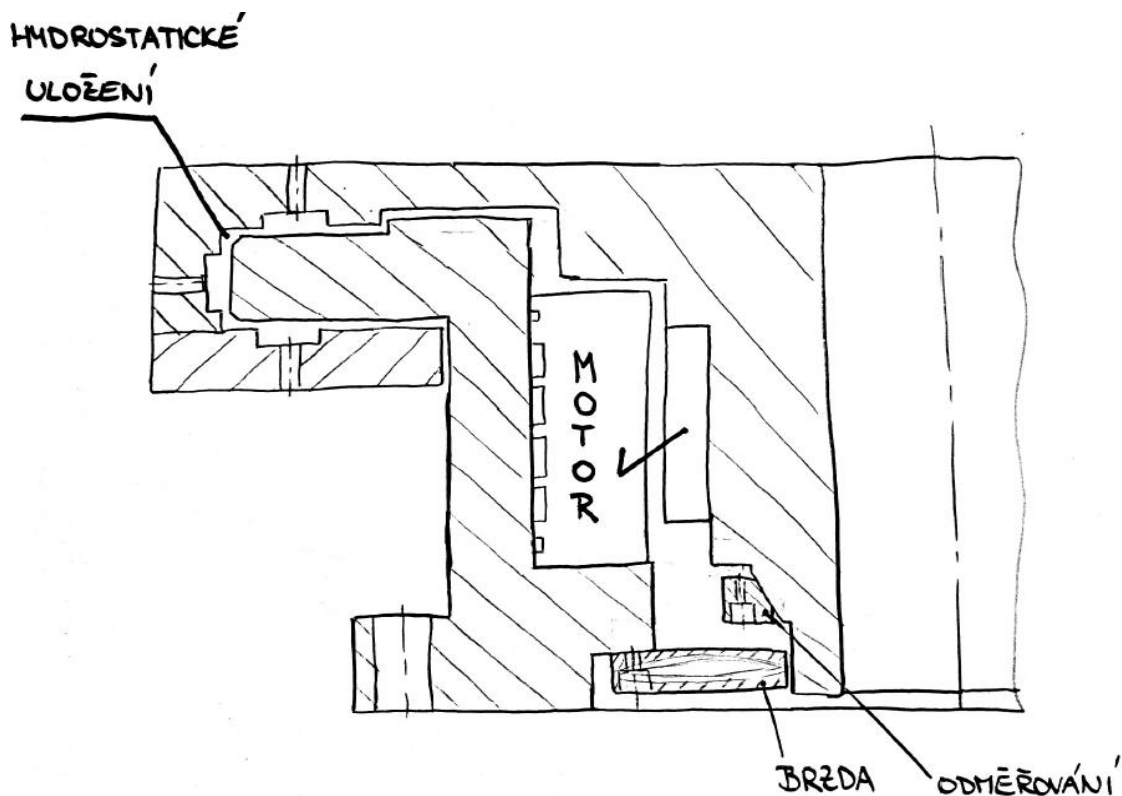


Obrázek 5-2 Skica uložení návrhu B

Výhodou tohoto řešení oproti předchozímu návrhu jsou menší zástavbové rozměry díky absenci válečkového ložiska a odměřování, které je již součástí velkopřůměrového ložiska. Toto s sebou ale přináší i nevýhody. Z hlediska výměny odměřování a velkopřůměrového ložiska při poruše je výhodnější, aby tyto dvě součásti byly rozdělené. Díky tomu je možné vyměnit jen tu část, která správně nefunguje a druhou část zachovat. Další nevýhoda vyplývá z vynechání spodního válečkového ložiska. Na obrázku 6-4 je znázorněno působení sil na otočnou osu. Při zatížení tyto síly vyvolávají momenty, které působí na otočnou osu. Pokud vynecháme spodní ložisko, které pomáhá k zachytávání těchto momentů, dojde ke snížení tuhosti uložení, které není u otočné osy brusky žádoucí. Z tohoto důvodu je použití spodního válečkového ložiska výhodné pro zvýšení celkové tuhosti osy.

5.3 Návrh řešení C

Z provedené rešerše bylo zjištěno, že trendem poslední doby u některých výrobců brusek je hydrostatické uložení otočné osy. Princip, výhody a nevýhody tohoto uložení jsou popsány výše v kapitole 4.1.3, která se zabývá typy uložení. Hlavním důvodem pro použití hydrostatického uložení je kapalinné tření mezi plochami. Součinitel tření je tak menší než u uložení valivého, což je při polohování osy výhodné. Schematicky je návrh řešení znázorněn na obrázku 5-3.



Obrázek 5-3 Zjednodušená skica návrhu hydrostatického uložení

Na skice je naznačen princip fungování uložení. Mezi plochy je drážkami pod tlakem přiváděna hydraulická kapalina. Ta zajišťuje, aby se plochy nedotýkaly a docházelo jen ke kapalinnému tření. Pro zajištění požadovaného průtoku a tlaku mezi plochami se v praxi využívají frézované kapsy o přesně dané hloubce a ploše. Do nich je poté pod tlakem přiváděn hydraulický olej. Princip kapes axiálního hydrostatického uložení je vidět na obrázku 5-4.



Obrázek 5-4 Kapsy hydrostatického uložení [27]

Výhodou hydrostatického uložení je kapalinné tření, které zajišťuje výrazně nižší klidový součinitel tření než u ostatních typů uložení. To znamená, že je možné konat drobné pohyby s malým polohovacím krokem bez trhavých pohybů. Blíže byla tato problematika popsána v kapitole 4.1.2. Dalšími důležitými přednostmi je tuhost, únosnost a tlumení uložení, které jsou u obráběcích strojů klíčovými vlastnostmi. [28]

Jak bylo zmíněno v předchozím odstavci, hydrostatické uložení vyžaduje neustálý přívod hydraulické kapaliny pod tlakem do frézovaných kapes. To vyžaduje hydraulický agregát, který bude mít dostatečný výkon, aby byl schopný zajistit správnou funkci uložení. Stávající hydraulický agregát a hydraulický obvod brusky Studer S40 nebyl dimenzován na takovou zátěž, a proto by musel být nahrazen jiným, který by byl schopen požadovaného výkonu. To znamená výrazné navýšení celkové ceny tohoto řešení. Další nevýhodou z pohledu zadávající firmy je zajištění dostatku maziva v oběhu, jeho odvodu z hydrostatického uložení a nutnou údržbou.

Toto řešení tedy umožňuje pomalé pohyby a přináší velkou tuhost, ale nevýhodou je jeho složitost.

5.4 Výběr řešení

Pro výběr nejvhodnější z navrhovaných variant bylo zvoleno porovnání jejich hlavních výhod a nevýhod z hlediska správné funkce osy, náročnosti na údržbu a servis a složitosti celé konstrukce.

Nejprve porovnáme návrhy řešení, které využívají valivé uložení. To znamená návrh řešení A s návrhem řešení B. Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.2, řešení B neobsahuje válečkové ložisko ve spodní části otočné osy na rozdíl od návrhu řešení A. To znamená, že z hlediska tuhosti uložení, která je důležitá pro správnou funkci osy, bude výhodnější řešení A. Dalším faktorem při porovnání je odměřování. Z hlediska výměny velkopřůměrového ložiska nebo odměřování je výhodnější, aby byly tyto dvě součásti rozdělené. Z tohoto srovnání prvních dvou návrhů vyplývá, že řešení A je vhodnější.

Dalším krokem výběru je porovnání návrhu A s návrhem hydrostatického uložení návrhu C. Hlavní výhody byly pospány v kapitole 5.3. Jde hlavně o vysokou tuhost a přesnost celého uložení. Velkopřůměrová ložiska, která byla použita v návrhu A, jsou však z hlediska přesnosti a tuhosti na vysoké úrovni a při srovnání obou řešení není znatelný výraznější rozdíl. Důležitým faktorem pro srovnání je celková náročnost uložení na údržbu. Zatímco řešení A nevyžaduje kromě doplňování tukových náplní v ložiscích výraznější údržbu, návrh řešení C vyžaduje trvalý přísun hydraulického oleje pro svou funkci. Pokud je správně vyřešen odvod hydraulického oleje a provozování je správné, je hydrostatické uložení také bezúdržbové. S přívodem hydraulického oleje je spojen hydraulický agregát. Původní agregát brusky byl dimenzován na původní zátěž a pro hydrostatické uložení by musel být dimenzován nový agregát a celý hydraulický obvod.

Po zvážení všech zmíněných faktorů a konzultaci s firmou, která preferovala valivé uložení hlavně z důvodu celkové náročnosti na výrobu, montáž a provoz, byl jako výsledný vybrán návrh řešení A.

6 Zpracování vybraného řešení

6.1 Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru

Motor je jednou z klíčových součástí celé otočné osy, která zajišťuje otáčení o daný úhel. K určení potřebného kroutícího momentu motoru musíme uvažovat více faktorů. Prvním důležitým faktorem jsou vnější síly a pasivní odpory, které musí motor při otáčení překonávat. Pro výpočet budeme předpokládat, že otáčení osy nebude probíhat současně s broušením. To znamená, že řezné síly vznikající při broušení nebudeme uvažovat. Pasivní odpory v tomto případě představují valivé momenty obou ložisek. Podle katalogu [29] výrobce radiálně-axiálních velkopřůměrových ložisek je valivý odpor těles tohoto ložiska pro danou velikost $M_{V1} = 15 \text{ Nm}$. Pokud jde o valivý odpor válečkového ložiska, výrobce FAG neuvádí přesnou hodnotu této veličiny. Podle [30] lze tento třecí moment zjednodušeně vypočítat jako:

$$M_{V2} = 0,5 \cdot \mu \cdot P_{ekv} \cdot d \quad (6.1)$$

kde μ je součinitel tření pro daný typ ložiska, P_{ekv} je ekvivalentní zatížení ložiska a d je průměr díry ložiska. Podle [30] je hodnota μ pro válečková ložiska $\mu = 0,002$. P_{ekv} je v tomto případě rovna $F_{RB} = 15760,3 \text{ N}$. Za hodnotu d dosadíme největší průměr kuželové díry ložiska. Při dané kuželovitosti 1:12, to znamená $d \cong 122 \text{ mm} = 0,122 \text{ m}$.

Po dosazení do vztahu (6.1):

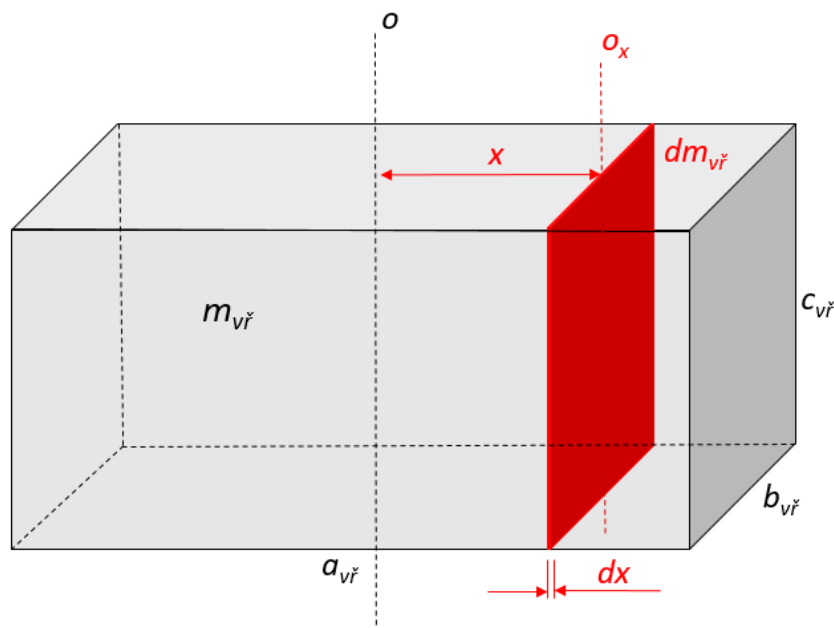
$$M_{V2} = 0,5 \cdot 0,002 \cdot 15\,760,3 \cdot 0,122 = 1,92 \text{ Nm} \quad (6.2)$$

Dalším faktorem pro výpočet potřebného kroutícího momentu je uvažování setrvačných sil, kterými na motor působí hmotnost vřeteníku s příslušenstvím. Pro výpočet bude použit vztah pro moment:

$$M_S = J_{vř} \cdot \alpha \quad (6.3)$$

kde $J_{vř}$ je moment setrvačnosti vřeteníku a α požadované úhlové zrychlení. Ani jedna hodnota není známá, proto je nutné obě tyto hodnoty určit výpočtem. Nejprve bude výpočtem určena hodnota $J_{vř}$. Pro zjednodušení celého výpočtu bude předpokládán celý vřeteník jako kvádr a hmotnost vřeteníku $m_{vř}$ bude symetricky rozdělena do tohoto kvádru. Dále nebude uvažován moment setrvačnosti samotného vřetene, jehož hmotnost je ve srovnání s hmotností vřeteníku zanedbatelná.

Podle [31] lze moment setrvačnosti kvádru o rozměrech $a_{vř}$, $b_{vř}$ a $c_{vř}$ spočítat rozdělením kvádru na nekonečné tenké kvádry o tloušťce dx a následnou integrací. Schéma je zobrazeno na obrázku 6-1.



Obrázek 6-1 Schéma vřeteníku pro výpočet momentu setrvačnosti

Pro každý tento tenký kvádr platí, že jeho moment setrvačnosti vzhledem k jeho ose o_x se určí podle [31] ze vztahu:

$$dJ_x = \frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 \cdot dm_{vř} \quad (6.4)$$

Pro výpočet momentu setrvačnosti kvádru $J_{vř}$ lze použít Steinerovu větu. Podle ní bude platit:

$$dJ_{vř} = dJ_x + x^2 dm_{vř} \quad (6.5)$$

Po dosazení ze vztahu (6.4):

$$dJ_{vř} = \frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 \cdot dm_{vř} + x^2 dm_{vř} = \left(\frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 + x^2 \right) dm_{vř} \quad (6.6)$$

Výsledný vztah vznikne integrací celého vztahu podle x . Zbývá tedy vyjádřit dm jako funkci dx . Funkci lze podle [31] vyjádřit z úměry:

$$\frac{dm_{vř}}{m_{vř}} = \frac{dV_{vř}}{V_{vř}} = \frac{b_{vř} \cdot c_{vř} \cdot dx}{a_{vř} \cdot b_{vř} \cdot c_{vř}} \quad (6.7)$$

Ze vztahu (6.7) vyjádříme $dm_{vř}$:

$$dm_{vř} = \frac{m_{vř}}{a_{vř}} dx \quad (6.8)$$

Po dosazení do vztahu (6.6):

$$dJ_{vř} = \frac{m_{vř}}{a_{vř}} \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 + x^2 \right) dx \quad (6.9)$$

a následuje integrace podle proměnné x :

$$\begin{aligned} J_{vř} &= \int_{-\frac{a_{vř}}{2}}^{+\frac{a_{vř}}{2}} dJ_{vř} = 2 \cdot \frac{m_{vř}}{a_{vř}} \cdot \int_0^{+\frac{a_{vř}}{2}} \left(\frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 + x^2 \right) dx \\ &= 2 \cdot \frac{m_{vř}}{a_{vř}} \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 \cdot x + \frac{x^3}{3} \right]_0^{+\frac{a_{vř}}{2}} \\ &= 2 \cdot \frac{m_{vř}}{a_{vř}} \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot b_{vř}^2 \cdot \frac{a_{vř}}{2} + \frac{a_{vř}^3}{3 \cdot 8} \right] \\ &= \frac{m_{vř}}{12} (b_{vř}^2 + a_{vř}^2) \end{aligned} \quad (6.10)$$

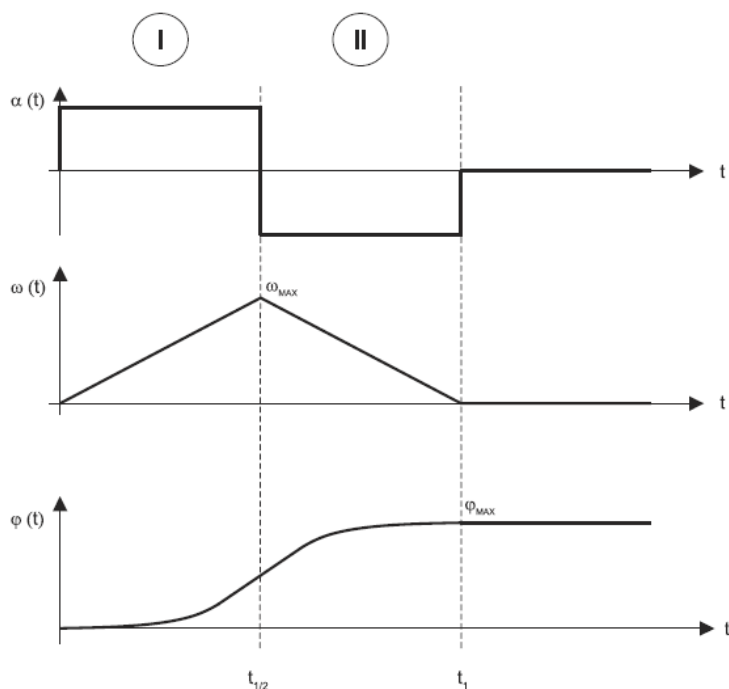
Vznikne tedy výsledný vztah pro výpočet momentu setrvačnosti $J_{vř}$:

$$J_{vř} = \frac{m_{vř}}{12} (b_{vř}^2 + a_{vř}^2) \quad (6.11)$$

Do tohoto vztahu je dosazena hmotnost vřeteníku $m_{vř}$, která je známá a rozměry $a_{vř} = 660 \text{ mm}$ a $b_{vř} = 250 \text{ mm}$:

$$J_{vř} = \frac{500}{12} (0,25^2 + 0,66^2) = \mathbf{20,754 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (6.12)$$

Pro výpočet momentu M_S je dále nutné určit hodnotu úhlového zrychlení α . Vzhledem k výsledkům rešerše uvedeným v tabulce 3-1 bude předpokládán úhlových rozsah mezi krajními polohami vřeteníku $\varphi = 250^\circ = \frac{25}{18} \pi$. Další potřebnou veličinou pro určení úhlového zrychlení α je čas přestavení t_1 z jedné krajní polohy do druhé. Předpokladem pro výpočty bude $t_1 = 2 \text{ s}$. Na obrázku 6-2 jsou znázorněny průběhy těchto veličin v závislosti na čase t .



Obrázek 6-2 Průběhy natočení φ , úhlové rychlosti ω a zrychlení α v čase t [32]

Úhlové zrychlení α je definováno jako:

$$\alpha = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} \quad (6.13)$$

Po separaci proměnných a integraci celého vztahu:

$$\alpha \cdot t = \omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (6.14)$$

Po další integraci vztahu vznikne výsledný vztah:

$$\frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 = \varphi \quad (6.15)$$

Z průběhu ω na obrázku 6-2 je patrné, že plocha pod křivkou v sekci I se rovná ploše pod křivkou v sekci II. Tato plocha je úměrná úhlu natočení v dané sekci. Z toho vyplývá, že celkové natočení φ_{MAX} lze vyjádřit jako dvojnásobek plochy pod křivkou v sekci I. [32]

$$\varphi_{MAX} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot \left(\frac{t_1}{2}\right)^2 \quad (6.16)$$

Ze vztahu (6.15) již lze vyjádřit úhlové zrychlení α jako funkci času t a úhlu natočení φ :

$$\alpha = \frac{4 \cdot \varphi_{MAX}}{t_1^2} \quad (6.17)$$

Po dosazení známých veličin je hodnota potřebného zrychlení rovna:

$$\alpha = \frac{4 \cdot \frac{25}{18} \pi}{2^2} = \frac{25}{18} \pi = \mathbf{4,363 \frac{rad}{s^2}} \quad (6.18)$$

Dle vztahu (6.3) je určena hodnota momentu:

$$M_S = J_{vř} \cdot \alpha = 20,754 \cdot 4,363 = 90,56 \text{ Nm} \quad (6.19)$$

Minimální potřebný moment motoru pro otočnou osu je roven součtu pasivních odporů a momentu potřebného k rozpohybování hmotnosti vřeteníku:

$$M_N = M_S + M_{V1} + M_{V2} \quad (6.20)$$

Po dosazení:

$$M_N = 90,56 + 15 + 1,92 = \mathbf{107,48 \text{ Nm}} \quad (6.21)$$

Jelikož není přesně určeno, v jakém provozním stavu bude motor pracovat, bude motor dimenzován na trvalý provoz, což znamená podle jmenovitého kroutícího momentu M_N . Podle katalogu bude určen motor s nejbližším vyšším jmenovitým momentem a vhodným chlazením pro otočnou osu.

Podle katalogu [32] byly vybrány nejvhodnější varianty, které jsou zobrazeny v tabulce 6-1:

Typ motoru	Jmenovitý moment M_N . [Nm]	Typ chlazení
1FW6050 – xxB15 – 0Kxx	112	Integrované
1FW6050 – xxB15 – 1Jxx	109	Integrované
1FW6060 – xxB10 – 1Jxx	111	Integrované
1FW6090 – xxB05 – 0Kxx	109	Vnější chladičí drážky

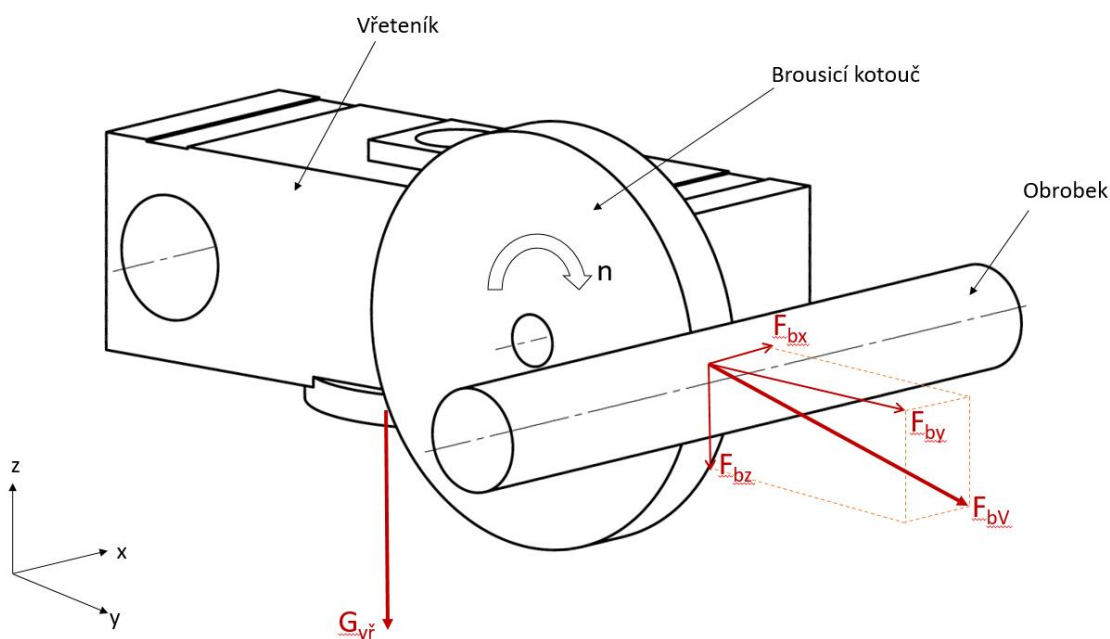
Tabulka 6-1 Přehled vhodných návrhů motorů [32]

Při porovnání vybraných variant motorů mají všechny varianty přibližně stejnou hodnotu jmenovitého momentu. Rozdílem je typ chlazení použitý u motorů. Jediná řada motorů

1FW6090 je nabízená s vnějším chlazením motoru, které chladí kromě samotného motoru i těleso tubusu. To je výhodnější z hlediska teplotní stability otočné osy i broušícího vřeteníku, která má vliv na přesnost otočné osy. Proto byl zvolen motor 1FW6090-0PB05-0KC2.

6.2 Výpočet sil

Pro správný návrh vhodného řešení a dimenzování jednotlivých součástí osy je nutný výpočet sil, které budou na osu působit. Na obrázku 5-1 jsou schematicky zobrazeny síly, které budou při broušení na osu působit a budeme je uvažovat ve výpočtech.



Obrázek 6-3 Schéma působících sil

První důležitou složkou celkové síly je tíhová síla od hmotnosti vřeteníku s vřeteny a příslušenstvím, která bude působit na osu ve svislém směru Z. Celková hmotnost působící na osu je dle výrobce: $m_{vř} = 500 \text{ kg}$. Tíhová síla je tedy:

$$G_{vř} = m_{vř} \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N} \quad (6.22)$$

Další síly působící na otočnou osu jsou řezné síly vznikající během procesu broušení. Výsledná řezná síla F_{bv} se skládá ze 3 složek, které působí ve směrech X, Y, Z. Ve svislém směru Z působí řezná (tangenciální) síla F_{bz} , ve směru Y pasivní (radiální) síla F_{by} a ve směru X posuvná síla F_{bx} . [1]

Dle zdroje [1] platí mezi silami nerovnost:

$$F_{by} > F_{bz} > F_{bx} \quad (6.23)$$

Příčemž poměr mezi silami je určen dle [1] empiricky jako:

$$\frac{F_{by}}{F_{bz}} = 1 \div 3 \quad (6.24)$$

Velikost tangenciální síly F_{bz} lze spočítat ze vztahu [1]:

$$F_{bz} = \frac{P}{v_c} \quad (6.25)$$

kde P je výkon vřetene a v_c je obvodová rychlost brousícího kotouče. Hodnoty těchto veličin podle manuálu brusky Studer S40 [33] jsou:

$$P = 5,5 \text{ kW} = 5500 \text{ W}$$

$$v_c = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ pro kotouč o } \varnothing 400 \text{ mm}$$

$$v_c = 50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ pro kotouč o } \varnothing 500 \text{ mm}$$

Podle vztahu (6.25) je tangenciální síla F_{bz} nepřímo úměrná rychlosti v_c . Proto při menší obvodové rychlosti kotouče budou vznikat větší řezné síly. Z tohoto důvodu bude použita pro výpočet hodnota obvodové rychlosti kotouče s $\varnothing 400$ mm. Výsledná síla bude tedy:

$$F_{bz} = \frac{P}{v_c} = \frac{5500}{35} = 157 \text{ N} \quad (6.26)$$

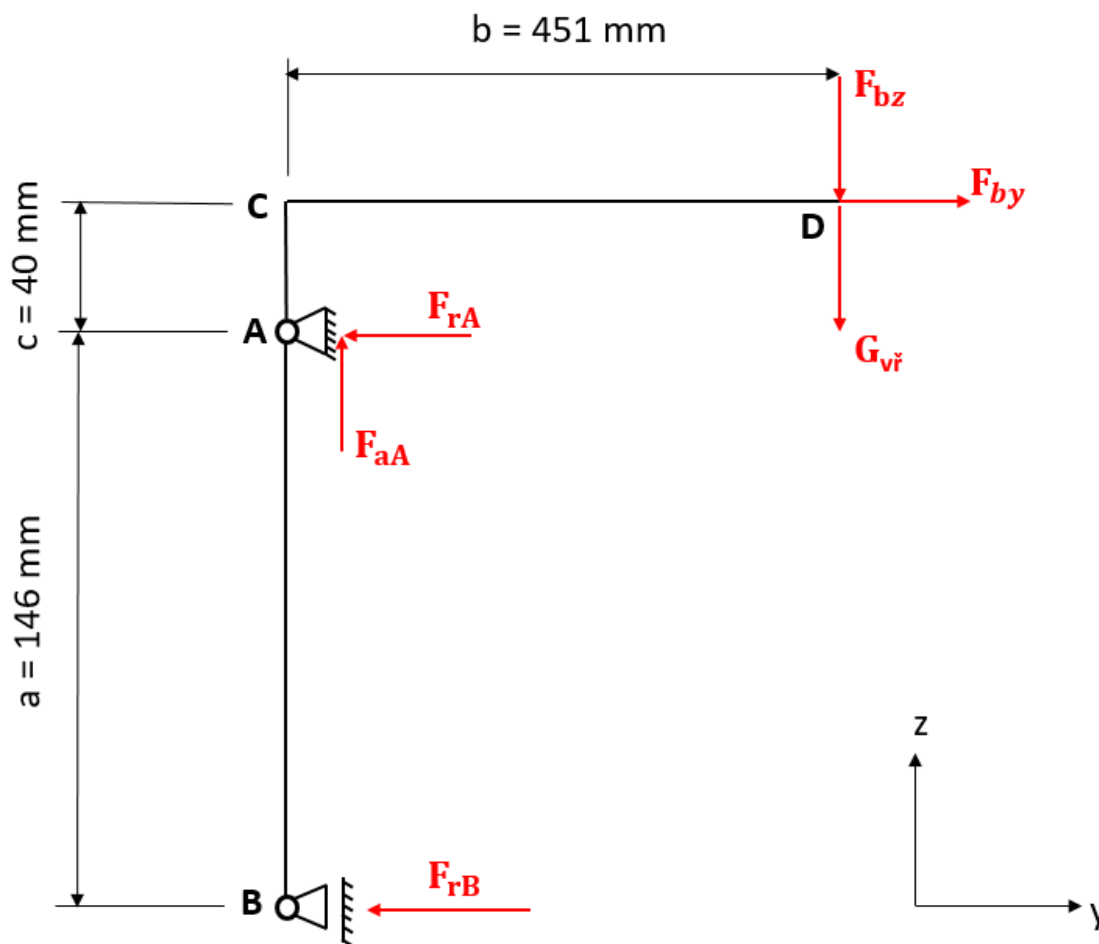
Sílu F_{by} je vyjádřena ze vzorce (6.24). Bude předpokládán největší možný poměr z intervalu $1 \div 3$, to znamená číslo 3:

$$F_{by} = 3 \cdot F_{bz} = 3 \cdot 157 = 471 \text{ N} \quad (6.27)$$

Posuvná síla F_{bx} je ze všech tří složek dle [1] nejmenší. V praxi se tato složka kvůli své velikosti zanedbává a ve výpočtu tedy dle [1] nebude uvažována.

6.3 Výpočet reakcí v podporách

Pro výpočet reakcí bylo zvoleno zjednodušené schéma celé soustavy vřetena s připojeným vřeteníkem. Podle obrázku 6-1 bylo předpokládáno, že tíhová síla od hmotnosti vřeteníku s příslušenstvím bude působit v ose vřeteníku. Protože však není známo přesné rozložení hmotnosti v celém průřezu vřeteníku, není známa ani přesná poloha působíště síly $G_{vř}$. Proto bude uvažováno nejbezpečnější zjednodušené schéma. To znamená, že ve výpočtu bude zohledněna nejhorší možná situace, kdy tíhová síla $G_{vř}$ působí až na okraji brousícího kotouče.



Obrázek 6-4 Zjednodušené schéma výpočtu reakcí

Pomocí schématu je určena silová rovnováha do směrů Z a Y:

$$\sum F_z: F_{bz} + G_{vř} - F_{aA} = 0 \tag{6.28}$$

$$\sum F_y: -F_{rB} + F_{by} - F_{rA} = 0 \tag{6.29}$$

Třetí rovnicí pro určení všech reakcí je momentová rovnováha k bodu A:

$$\sum M_A: (F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot (a + c) - F_{rA} \cdot a = 0 \quad (6.30)$$

Z rovnice (6.28) lze rovnou vyjádřit axiální reakci F_{aA} . Tedy:

$$F_{aA} = F_z + G_{vř} \quad (6.31)$$

Do této rovnice jsou dosazeny již známé síly, které byly vypočítány v kapitole 6.2:

$$F_{aA} = 157 + 4905 = \mathbf{5062 \text{ N}} \quad (6.32)$$

Dalším krokem je vyjádření z momentové rovnováhy v rovnici (6.30) reakci F_{rA} :

$$F_{rA} = \frac{(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot (a + c)}{a} \quad (6.33)$$

$$F_{rA} = \frac{(157 + 4905) \cdot 0,451 + 471 \cdot (0,146 + 0,04)}{0,146} = \mathbf{16\ 211,3 \text{ N}} \quad (6.34)$$

Z rovnice (6.29) pak lze vyjádřit reakci F_{rB} :

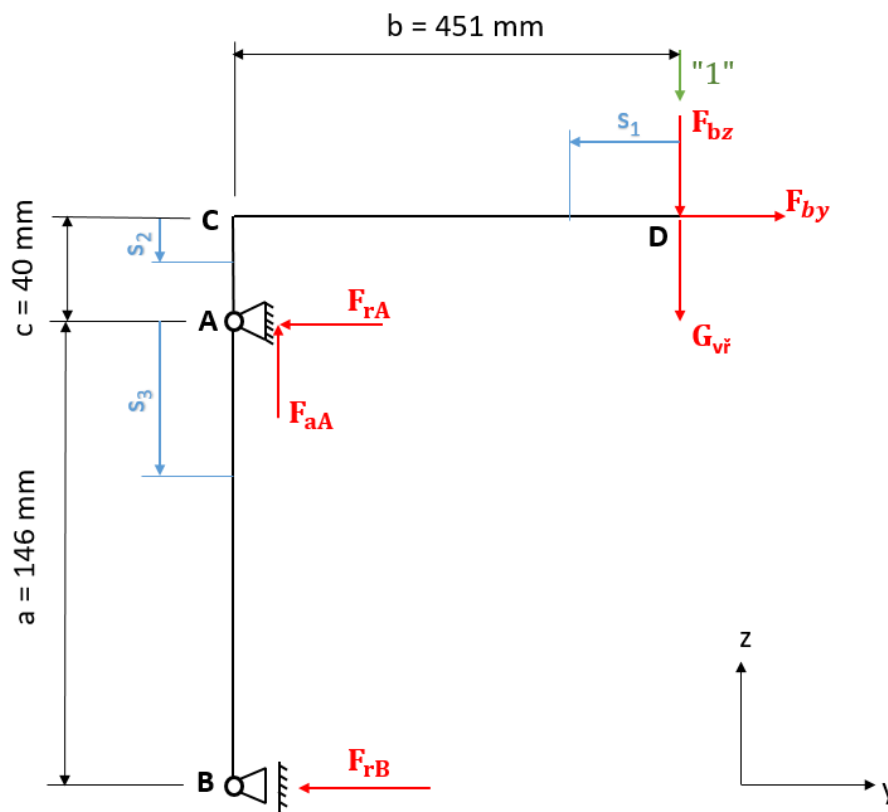
$$F_{rB} = F_{by} - F_{rA} \quad (6.35)$$

Po dosazení:

$$F_{rB} = 471 - 16211,3 = \mathbf{-15760,3 \text{ N}} \quad (6.36)$$

Reakce vyšla se záporným znaménkem. To znamená, že její směr bude ve skutečnosti opačný oproti předpokládanému směru na obrázku 6-4.

Jsou známy všechny reakce, které působí v obou podporách. Pro lepší představu, jak se bude soustava chovat při tomto zatížení, bude ještě připojena jednotková síla v místě D a bude určen průhyb tohoto bodu v ose z. Tímto výpočtem bude přibližně určeno, jaké budou důsledky působících sil na samotném brousicím kotouči.



Obrázek 6-5 Schéma pro výpočet průhybu

Pro výpočet průhybu bude použit Mohrův integrál. To znamená, že ve vyšetřovaném místě je připojena jednotková síla, prut je rozdělen na úseky a, b, c a jsou zavedeny průběžné souřadnice s_1, s_2 a s_3 pro integraci podle obrázku 6-5. Podle tohoto schématu jsou stanoveny průběhy $M_o(s)$ a $m_o^f(s)$ na jednotlivých úsecích:

Úsek	$M_o(s)$	$m_o^f(s)$	s
b	$(F_{bz} + G_{vř}) \cdot s_1$	"1" · s_1	$\int_0^b ds_1$
c	$(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot s_2$	"1" · b	$\int_0^c ds_2$
a	$(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot (c + s_3) - F_{rA} \cdot s_3$	"1" · b	$\int_0^a ds_3$

Tabulka 6-2 - Stanovení průběhu momentů

Výsledný Mohrův integrál bude vypadat:

$$\begin{aligned}
 v_D = & \frac{1}{E \cdot J_{Zb}} \cdot \left\{ \int_0^b [(F_{bz} + G_{vř}) \cdot s_1] \cdot s_1 \cdot ds_1 \right\} + \\
 & + \frac{1}{E \cdot J_{Zc}} \cdot \left\{ \int_0^c [(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot s_2] \cdot b \cdot ds_2 \right\} + \\
 & + \frac{1}{E \cdot J_{Za}} \cdot \left\{ \int_0^a [(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b + F_{by} \cdot (c + s_3) - F_{rA} \cdot s_3] \cdot b \cdot ds_3 \right\}
 \end{aligned} \tag{6.37}$$

Po integraci:

$$\begin{aligned}
 v_D = & \frac{1}{E \cdot J_{Zb}} \cdot \left[(F_{bz} + G_{vř}) \cdot \frac{b^3}{3} \right] + \\
 & + \frac{1}{E \cdot J_{Zc}} \cdot \left[(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b^2 \cdot c + F_{by} \cdot b \cdot \frac{c^2}{2} \right] + \\
 & + \frac{1}{E \cdot J_{Za}} \cdot \left[(F_{bz} + G_{vř}) \cdot b^2 \cdot a + F_{by} \cdot b \cdot \frac{a^2}{2} + F_{by} \cdot c \cdot b \cdot a - F_{rA} \cdot b \cdot \frac{a^2}{2} \right]
 \end{aligned} \tag{6.38}$$

Pro dosazení do integrálu zbývá určit číselné hodnoty modulu pružnosti E a kvadratických momentů jednotlivých průřezů. Materiál všech tří úseků je ocel. Podle [34] je modul pružnosti oceli roven $E = 210 \text{ GPa}$.

Dále bude určen kvadratický moment J_{Zb} . Zjednodušeně bude uvažován čtvercový průřez o straně $b_{vř} = 250 \text{ mm}$. Kvadratický moment průřezu se rovná:

$$J_{Zb} = \frac{b_{vř}^4}{12} = \frac{250^4}{12} = 325\,520\,833 \text{ mm}^4 \tag{6.39}$$

Kvadratické momenty J_{Zc} a J_{Za} budou pro výpočet stejné. Jelikož ještě přesný tvar vřetena není známý, bude uvažován jako válec s vnějším průměrem $D = 160 \text{ mm}$ a otvorem uvnitř vřetene o velikosti $d = 60 \text{ mm}$. Potom:

$$J_{Za} = J_{Zc} = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 160^4}{64} - \frac{\pi \cdot 60^4}{64} = 31\,533\,736 \text{ mm}^4 \tag{6.40}$$

Po dosazení všech známých hodnot:

$$\begin{aligned}
 v_D = & \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 325\,520\,833} \cdot \left[(157 + 4905) \cdot \frac{451^3}{3} \right] + \\
 & + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 31\,533\,736} \cdot \left[(157 + 4905) \cdot 451^2 \cdot 40 + 471 \cdot 451 \cdot \frac{40^2}{2} \right] + \\
 & + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 31\,533\,736} \cdot \left[(157 + 4905) \cdot 451^2 \cdot 146 + 471 \cdot 451 \cdot \frac{146^2}{2} + \right. \\
 & \left. + 471 \cdot 40 \cdot 451 \cdot 146 - 16\,211,3 \cdot 451 \cdot \frac{146^2}{2} \right]
 \end{aligned} \tag{6.41}$$

Konečný výsledek průhybu v_D je:

$$v_D = 0,00198 \text{ mm} \quad (6.42)$$

Pro nejhorší možnou situaci vychází průhyb v řádu tisícín milimetru. Tato odchylka je pro provoz otočné osy přijatelná.

6.4 Návrh velikosti ložiska

Podle reakcí, které byli vypočítány v kapitole 6.3, budou vybírány velikosti ložisek. Nejprve bude určena velikost válečkového ložiska, které je na obrázku 6-4 označeno jako podpora B. Na toto ložisko tedy působí výsledná radiální síla $F_{rB} = 15760,3 \text{ N}$. V axiálním směru toto ložisko sílu nepřenáší.

Návrh válečkového ložiska bude vypočítán pomocí základní rovnice trvanlivosti ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{ekv}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (6.43)$$

Pro určení požadované základní dynamické únosnosti C :

$$C = \sqrt[m]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \cdot P_{ekv} \quad (6.44)$$

V případě axiálně volného ložiska se $P_{ekv} = F_{rB} = 15760,3 \text{ N}$. Podle obrázku 6-2 budou maximální otáčky v čase $\frac{t_1}{2}$. To znamená podle vztahu:

$$\omega_{MAX} = \alpha \cdot \frac{t_1}{2} = 4,363 \cdot \frac{2}{2} = 4,363 \frac{\text{rad}}{\text{s}^{-1}} \quad (6.45)$$

Otáčky n určíme podle vzorce:

$$n = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 4,363}{2\pi} = 41,664 \text{ min}^{-1} \quad (6.46)$$

Základní trvanlivost pro danou aplikaci bude určena podle [35]: $L_{10h} = 10\,000 \text{ h}$. Součinitel m pro ložisko s čarovým stykem je $\frac{10}{3}$. Po dosazení do vztahu (6.44):

$$C = \sqrt{\frac{10}{3}} \sqrt{\frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 41,664}{10^6}} \cdot 15\,760,3 = 41\,394,1 \text{ N} \quad (6.47)$$

Dle výsledku ze vztahu (6.44) lze určit vhodné ložisko pro dané zatížení. S ohledem na konstrukci osy a potřebné zástavbové rozměry ložiska bylo nakonec podle [36] zvoleno ložisko N1924-K-M1-SP, jehož základní dynamická únosnost je $C = 95\,000 \text{ N}$. Ložisko tedy vyhovuje požadavkům.

Pro výpočet velkopřůměrového ložiska použijeme vztah (6.44). Výrobce v tomto případě uvádí zvlášť hodnotu C pro axiální zatížení a zvlášť pro radiální zatížení. Proto je pro výpočet ložiska nutné do vztahu (6.44) dosadit pro oba případy:

$$C_{ax} = \sqrt{\frac{10}{3}} \sqrt{\frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 41,664}{10^6}} \cdot 5062 = 13\,295,2 \text{ N} \quad (6.48)$$

$$C_{rad} = \sqrt{\frac{10}{3}} \sqrt{\frac{10\,000 \cdot 60 \cdot 41,664}{10^6}} \cdot 16\,211,3 = 42\,578,6 \text{ N} \quad (6.49)$$

Jsou tedy známy obě hodnoty potřebné pro určení minimální velikosti ložiska podle [37]. Těmto požadavkům vyhovují ložiska od rozměrové řady YRT80 výše. Podle zástavbových rozměrů a možností bylo nakonec zvoleno ložisko FAG YRT180. Hodnoty základních dynamických únosností jsou: $C_{ax} = 92\,000 \text{ N}$ a $C_{rad} = 83\,000 \text{ N}$. Ložisko tedy vyhovuje požadavkům pro otočnou osu.

6.5 Návrh odměřování

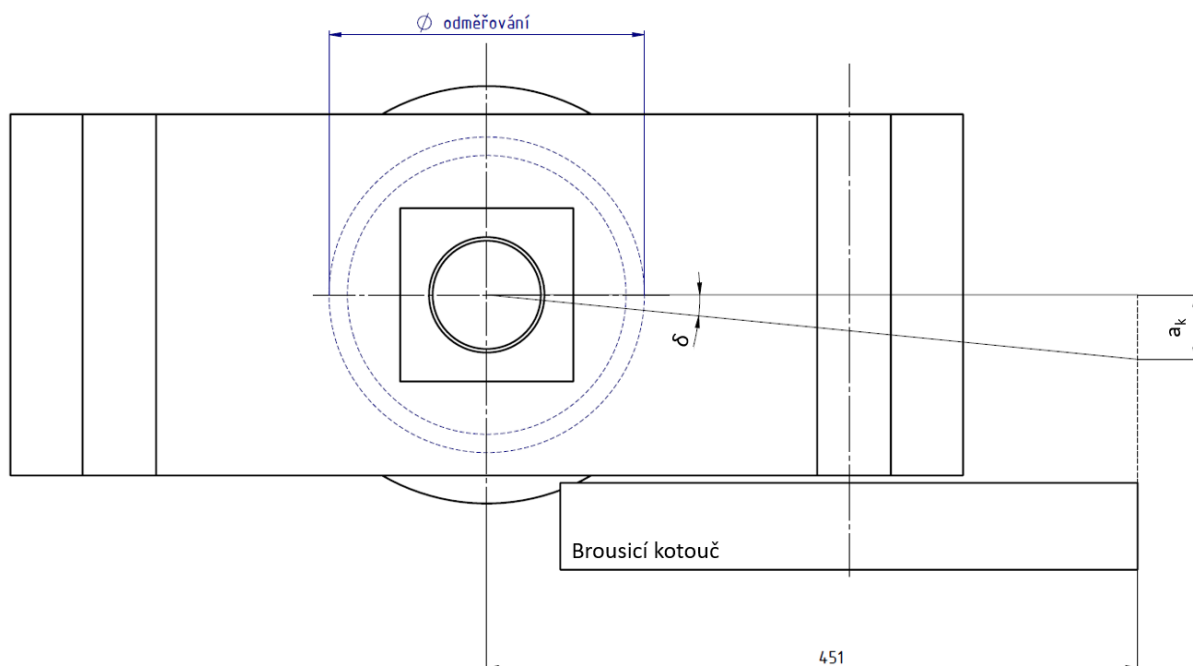
Odměřování slouží k přesnému určení aktuální polohy otočné osy. Pro dané účely bylo vybráno absolutní odměřování polohy, které v každý okamžik určuje pootočení a úhlovou polohu osy. To je výhoda oproti inkrementálnímu, které funguje na principu přírůstkového měření. Proto potřebuje po každém zapnutí najetí na referenční bod.

Každý kroužek odměřování má spolu s měřicí hlavou určitou přesnost měření, které je schopný dosáhnout. Přesnost je uváděna výrobcem v katalogu výrobku. Požadavkem pro konstrukci osy byla přesnost odměřování $\delta = \pm 0,001^\circ$. Minimálně takovou přesnost by tudíž mělo odměřování mít.

Úhlová chyba odměřování s sebou přináší i odchylku kotouče od požadované polohy a_k .

Proto bude odměřování voleno i s ohledem na tuto chybu, která je dle obrázku 6-6 rovna:

$$a_k = \operatorname{tg} \delta \cdot 451 \quad (6.50)$$



Obrázek 6-6 Schéma funkce odměřování na vřeteníku

Pro danou přesnost $\delta = \pm 0,001^\circ = \pm 3,6''$ by podle katalogu firmy Renishaw [38] vyhovoval již kroužek odměřování řady RESA o průměru 100 mm. U tohoto typu výrobce uvádí přesnost $\delta = \pm 2,86'' = \pm 0,00079^\circ$. Po dosazení hodnoty do vztahu (6.50):

$$a_k = \operatorname{tg} 0,00079^\circ \cdot 451 = 0,006 \text{ mm} \quad (6.51)$$

Z důvodu eliminování této odchylky na konci kotouče a z konstrukčních důvodů byl vybrán kroužek s průměrem 229 mm. Úhlová chyba udávaná výrobcem u tohoto typu odměřování je $\delta = \pm 1,27'' = \pm 0,00035^\circ$. Odchylka a_k je v tomto případě rovna:

$$a_k = \operatorname{tg} 0,00035^\circ \cdot 451 = 0,0028 \text{ mm} \quad (6.52)$$

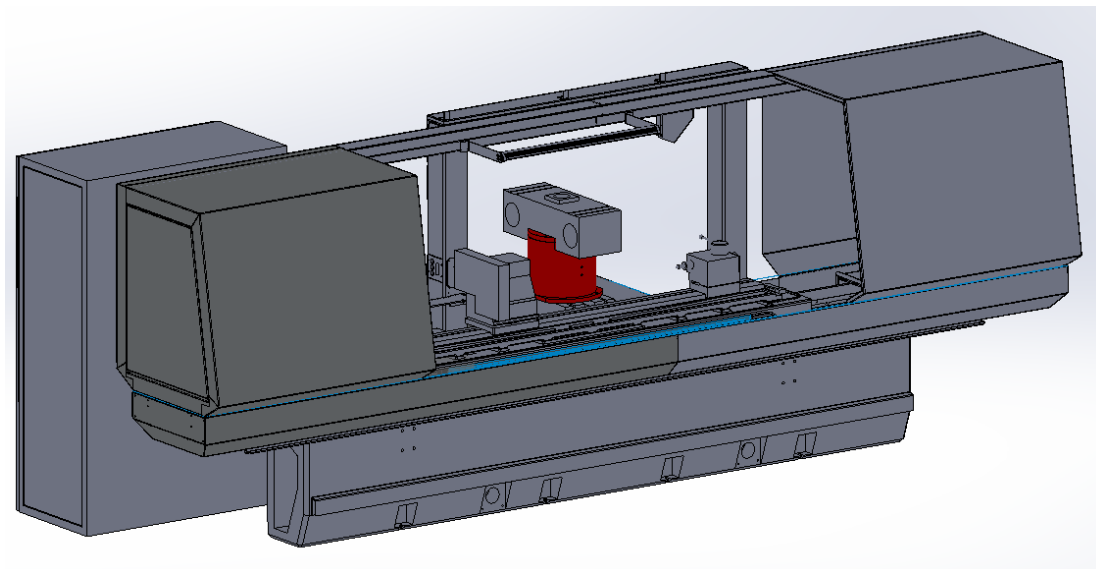
V případě přesnější verze tohoto kroužku o stejném průměru z řady RESR je úhlová chyba jen $\delta = \pm 0,9'' = \pm 0,00025^\circ$.

$$a_k = \operatorname{tg} 0,00025^\circ \cdot 451 = \mathbf{0,002 \text{ mm}} \quad (6.53)$$

Kroužek o průměru 229 mm tedy vyhovuje požadavkům, které firma má a současně zajišťuje dostatečnou eliminaci chyby pro aplikaci na otočnou osu brusky.

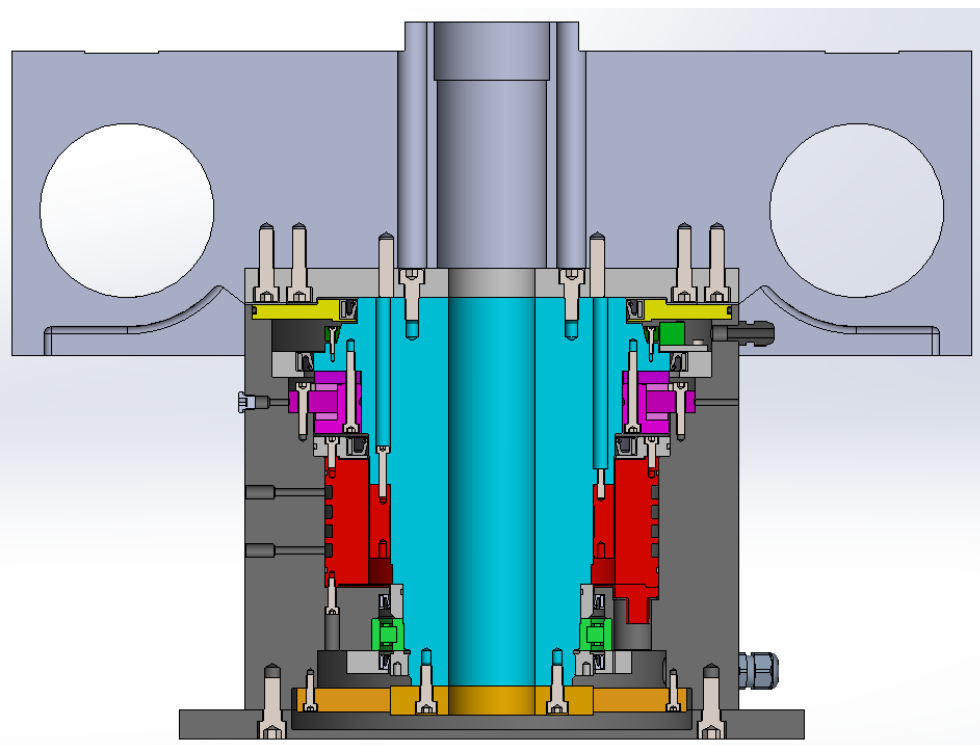
6.6 Konstrukční uspořádání otočné osy

V této kapitole bude popsán samotný postup konstrukce otočné osy B a detailněji popsány jednotlivé části osy. Na obrázku 6-7 je zobrazena sestava brusky s červeně zvýrazněnou otočnou osou B brousicího vřeteníku. Konstrukcí této osy se tato bakalářská práce zabývá.



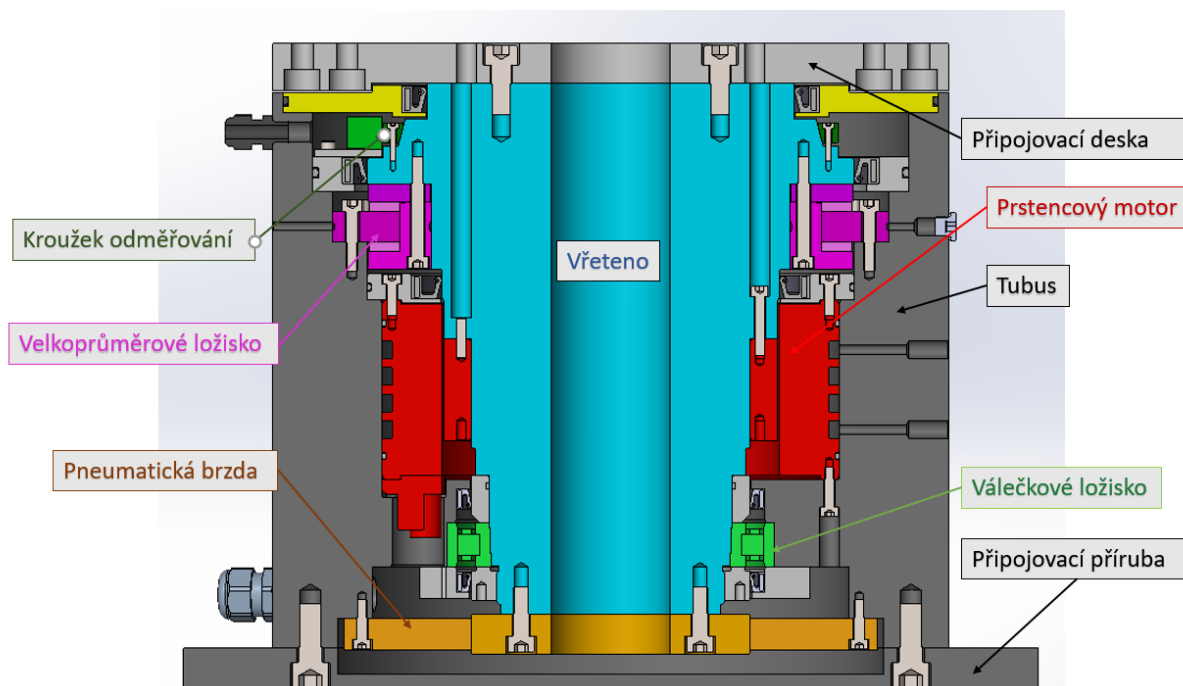
Obrázek 6-7 Sestava brusky s otočnou osou B a vřeteníkem

Na dalším obrázku 6-8 je zobrazena otočná osa s vřeteníkem v řezu. Na obrázku je vidět připojení otočné osy k vřeteníku pomocí připojovací desky. K připojení je nutné upravit stávající vřeteník.



Obrázek 6-8 Řez sestavou otočné osy s vřeteníkem

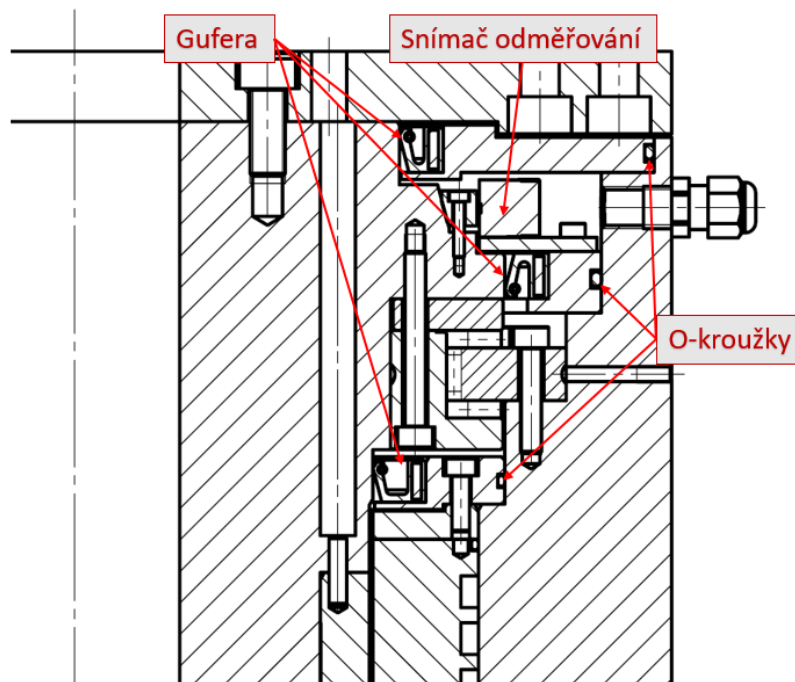
Na dalším obrázku 6-9 je již otočná osa bez vřeteníku s popisem všech důležitých součástí. Vřeteno otočné osy je uloženy pomocí valivých ložisek v tubusu, který je připevněn ke stolu brusky přes přípojovací přírubu. Na obrázku je dále označen kroužek odměřování a pneumatická brzda.



Obrázek 6-9 Popis konstrukce otočné osy

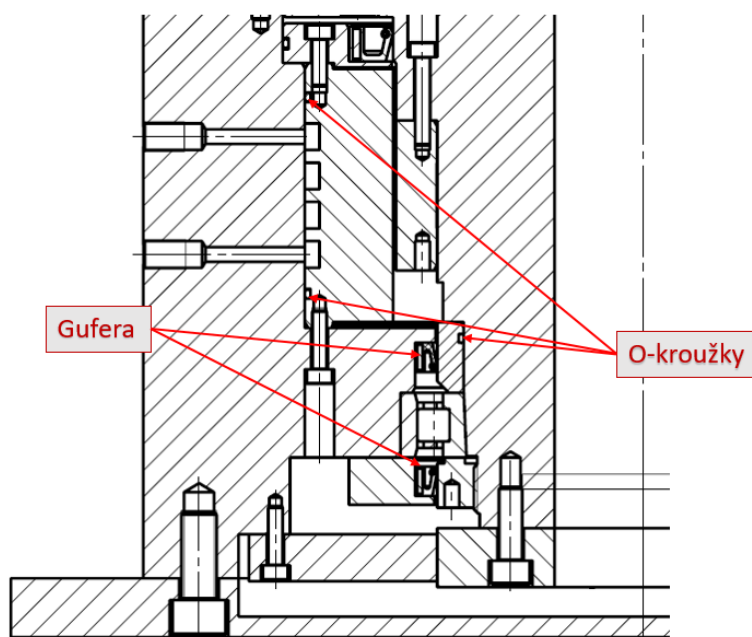
V další části kapitoly budou detailněji popsány jednotlivé části otočné osy. Na dalším obrázku 6-10 je znázorněn detail horní části otočné osy. Pro správnou funkci odměřování bylo nutné utěsnit celý prostor. Pro utěsnění odměřování od vnějšího prostředí je použita těsnicí deska, která je na pravé straně utěsněna o-kroužkem. Na levé straně zajišťuje utěsnění prostoru gufero. Gufero a o-kroužek musely být použity i mezi velkopřůměrovým ložiskem a odměřováním, aby se mazivo z ložiska nedostalo do prostoru odměřování polohy. Ze stejného důvodu je použita těsnicí deska s o-kroužkem a guferem i mezi motorem a velkopřůměrovým ložiskem. Tato deska je připevněna šrouby k závitům v motoru. Na detailu 6-10 je dále patrný výstup kabelu odměřování s průchodkou pro kabel a vstup pro mazání ložiska.

Dalším důležitým dílem zobrazeným na obrázku 6-10 je kolík, který spojuje vřeteno a motor. Důvod použití kolíku je tuhost spoje. Kolík zajišťuje vzájemnou polohu dvou součástí. Proto jsou kolíky spojeny i další součásti na otočné osy. Jde o přípojovací desku, která je spojena s vřeteníkem a vřetenem a přípojovací přírubu, která je spojena se stolem brusky a tubusem. Ve všech zmíněných spojích se nachází z konstrukčních důvodů kolíky.



Obrázek 6-10 Detail horní části otočné osy

Na obrázku 6-11 je zobrazen detail konstrukce spodní části osy. Horní kroužek válečkového ložiska je zajištěn pomocí pojistného kroužku v tubusu. Spodní kroužek je na jedné straně opřen o dobrušovací kroužek a na druhé zajištěn maticí s dírami pro kolík pro čelní utažení. Opět bylo nutné ložisko utěsnit. Na horní straně pomocí gufera a o-kroužku tak, aby se mazivo nedostalo k motoru. Na spodní straně pomocí gufera a zalepení závitu, aby se mazivo nedostalo do prostoru brzdy. V řezu je také vidět vstup a výstup pro chladicí kapalinu, která proudí drážkami prstencového motoru.



Obrázek 6-11 Detail spodní části otočné osy

6.7 Kontrolní výpočty šroubů

Pro kontrolní výpočet šroubů, které spojují součásti na otočné ose, bude použito srovnání šroubových spojů se šroubovým spojením motoru. Tento šroubový spoj je od výrobce dimenzován tak, aby byl schopný udržet maximální moment, který je motor schopný vyvinout. Určíme tedy průřez jádra jednoho šroubu M5, který je použit pro uchycení motoru:

$$A_S = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4,019^2}{4} = 12,686 \text{ mm}^2 \quad (6.54)$$

Počet použitých šroubů na motoru je 23 a ve spoji je použit jeden kolík o průměru 5 mm. To znamená, že celková plocha bude rovna:

$$A_C = n_s \cdot A_S + \frac{\pi d_k^2}{4} = 23 \cdot 12,686 + \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 311,413 \text{ mm}^2 \quad (6.55)$$

Ostatní šroubové spoje by měly tedy mít minimálně stejnou plochu průřezu šroubů, aby byla zajištěna jejich únosnost. V případě horní přípojovací desky, kde byl použit šroub M10, bude průřez jednoho šroubu na průměru $d_3 = 8,16 \text{ mm}$ [39]:

$$A_S = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8,16^2}{4} = 52,296 \text{ mm}^2 \quad (6.56)$$

Ze vztahu (6.55) lze vyjádřit potřebný minimální počet šroubů n :

$$n_s = \frac{A_C}{A_S} = \frac{311,413}{52,296} = 5,955 \quad (6.57)$$

Minimální počet šroubů M10 je tedy 6. Přípojovací deska je k vřetení připojena 8 a k vřeteníku 12 šrouby M10. To znamená, že počet použitých šroubů je dostatečný.

V případě přípojovací příruby, která slouží k připojení otočné osy ke stolu brusky, byly použity šrouby M12:

$$A_S = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 9,853^2}{4} = 76,248 \text{ mm}^2 \quad (6.58)$$

Celkový potřebný počet šroubů n je tedy:

$$n = \frac{A_C}{A_S} = \frac{311,413}{76,248} = 4,084 \quad (6.59)$$

V případě připojení příruby ke stolu brusky byly použity 4 šrouby a v případě připojení k tubusu šroubů 8. Spojení se stolem by pouze se 4 šrouby nevyhovovalo. Do spoje byly tedy přidány dva kolíky o průměru 10 mm. Poté spoj vyhoví kontrole. U připojení k tubusu je počet šroubů dostatečný a je možné počet ještě snížit.

7 Závěr a zhodnocení práce

Tématem bakalářské práce byl návrh konstrukce otočné osy B pro brusku Studer S40. Autorem zadání byla firma VOPSS Řepeč s.r.o., která zadala své požadavky na otočnou osu brusky.

V úvodu práce byly stanoveny cíle práce a představeny základní informace o technologii broušení, základní principy této technologie a rozdělení brusek. V další části práce byla provedena rešerše současného stavu brusek s otočnými osami na trhu. Bylo vybráno pět výrobců brusek, jejichž hrotové brusky disponují otočnou osou B a porovnány jejich parametry. Cílem této rešerše bylo zjistit základní informace o konstrukci otočných os těchto brusek a získat přehled o současných řešeních. V kapitole 4 byly detailněji popsány jednotlivé části konstrukce otočné osy B. Jednalo se o pohon otočné osy, její uložení, odměřování a fixaci pomocí brzdy.

Po teoretické části práce následovalo praktické řešení návrhu konstrukce. Prvním krokem bylo navržení tří variant, které byly mezi sebou porovnány. Po zvážení výhod a nevýhod všech variant bylo jako nejvhodnější vybráno uložení na velkopřůměrovém radiálně – axiálním a válečkovém ložisku s pohonem pomocí prstencového motoru.

Ve výpočtové části byl nejprve stanoven minimální potřebný moment motoru k polohování otočné osy. Dále byly stanoveny silové poměry na otočné ose. Pomocí zjednodušeného modelu sestavy otočné osy s vřeteníkem byly určeny reakce v ložiscích a stanoven průhyb na konci kotouče. Se znalostí velikosti reakcí byla zvolena vhodná ložiska. V kapitole 6.5 byl popsán výběr velikosti odměřování pro požadovanou přesnost určení polohy. V další části práce byl detailněji popsán vytvořený 3D model a představena vlastní konstrukce otočné osy. V práci jsou také uvedeny potřebné kontrolní výpočty.

Pro danou konstrukci otočné osy byl vytvořen výkres sestavy s kusovníkem. Součástí práce jsou dále výkres vřetene otočné osy a pojistné matice spodního válečkového ložiska.

Cíle práce stanovené na jejím začátku byly splněny a byl vytvořen návrh konstrukce otočné osy B pro brusku Studer S40. Tento návrh konstrukce bude předložen firmě VOPSS Řepeč s.r.o. a bude dále konzultován postup výroby a montáže otočné osy na brusku.

8 Seznamy

8.1 Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Rozložení brusného kotouče [3].....	12
Obrázek 2-2 Rozdělení typů broušení [3] [4]	13
Obrázek 2-3 Schéma hrotové brusky [4]	13
Obrázek 2-4 Schéma broušení na bezhroté brusce [5].....	14
Obrázek 2-5 Broušení vnitřní válcové plochy [6]	14
Obrázek 2-6 Vlevo rovinné broušení čelem kotouče, vpravo jeho obvodem [3]	15
Obrázek 3-1 CNC Bruska Studer S41 [7]	16
Obrázek 3-2 Otočná osa B brusky Studer S41 [8].....	17
Obrázek 3-3 Univerzální CNC bruska Junker Lean Selection allround [9].....	18
Obrázek 3-4 Pracovní prostor brusky Erwin Junker Lean selection	18
Obrázek 3-5 Bruska KEL-VARIA [10]	18
Obrázek 3-6 Pracovní prostor brusky KEL-VARIA [10]	19
Obrázek 3-7 Prstencový motor brusky KEL-VARIA [11].....	19
Obrázek 3-8 Otočná osa brusky KEL-VARIA [11].....	19
Obrázek 3-9 Hrotová CNC bruska BUB 50B MULTI [12]	20
Obrázek 3-10 Bruska MT500 MTC od italské firmy Morara [13]	20
Obrázek 4-1 Schéma hrotové brusky s popisem os [14].....	22
Obrázek 4-2 Přehled základních typů pohonů otočných os [15].....	23
Obrázek 4-3 Schéma prstencové motoru [17]	24
Obrázek 4-4 Rozdělení nejpoužívanějších typů uložení [18]	24
Obrázek 4-5 Velkopřůměrové radiálně-axiální ložisko YRT od firmy Schaeffler [20]	25
Obrázek 4-6 Stribeckův diagram [20]	25
Obrázek 4-7 Schéma hydrostatické vedení bez tlaku oleje (vlevo) a pod tlakem (vpravo) [21]	26
Obrázek 4-8 Optický snímač polohy RESOLUTE od firmy Renishaw [24].....	27
Obrázek 4-9 Hydraulická brzda.....	28
Obrázek 4-10 Princip hydraulické brzdy [25].....	28
Obrázek 4-11 Princip pneumatické brzdy [26]	28
Obrázek 4-12 Shrnutí hlavních součástí otočné osy [15]	29
Obrázek 5-1 Skica uložení návrhu řešení A.....	30
Obrázek 5-2 Skica uložení návrhu B	31
Obrázek 5-3 Zjednodušená skica návrhu hydrostatického uložení	32
Obrázek 5-4 Kapsy hydrostatického uložení [27]	33

Obrázek 6-1 Schéma vřeteníku pro výpočet momentu setrvačnosti.....	36
Obrázek 6-2 Průběhy natočení φ , úhlové rychlosti ω a zrychlení α v čase t [32].....	38
Obrázek 6-3 Schéma působících sil.....	40
Obrázek 6-4 Zjednodušené schéma výpočtu reakcí.....	42
Obrázek 6-5 Schéma pro výpočet průhybu	44
Obrázek 6-6 Schéma funkce odměřování na vřeteníku	48
Obrázek 6-7 Sestava brusky s otočnou osou B a vřeteníkem.....	49
Obrázek 6-8 Řez sestavou otočné osy s vřeteníkem.....	49
Obrázek 6-9 Popis konstrukce otočné osy	50
Obrázek 6-10 Detail horní části otočné osy	51
Obrázek 6-11 Detail spodní části otočné osy	51

8.2 Seznam použitých zdrojů

- [1] MASLOV, Jevgenij. *Teorie broušení kovů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979, s. 248.
- [2] DOBROVOLNÝ, Bohumil. *Broušení kovů: teoretické i praktické základy brusičské praxe*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962, s. 112.
- [3] ELUC - Broušení. *ELUC* [online]. b.r. [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1825>
- [4] HAMERNÍK, Jan. *Nástrojové materiály*. *Mgr. Jan Hamerník* [online]. b.r. [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://jhamernik.sweb.cz/OBRSTROJ.htm>
- [5] ELUC. *ELUC* [online]. b.r. [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1247>
- [6] ELUC. *ELUC* [online]. b.r. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1268>
- [7] Studer S41 CNC universal cylindrical grinding machine installed in AMRC — Micronz. *Micronz* [online]. b.r. [cit. 2016-12-11]. Dostupné z: <http://www.micronz.co.uk/blog/2016/6/4/studer-s41-cnc-universal-cylindrical-grinding-machine-installed-in-amrc>
- [8] Katalog - S41 Universal cylindrical grinding machine - Studer. *Fritz Studer AG* [online]. b.r. [cit. 2016-12-11]. Dostupné z: <https://www.studer.com/en/products/external-universal/s41.html>
- [9] Lean Selection - Junker. *Brousící stroje JUNKER* [online]. b.r. [cit. 2016-12-11]. Dostupné z: <http://www.junker.cz/cz/loesungen/schleifmaschinen/lean-selection.php>
- [10] Cylindrical grinders - VARIA. *Universal and jig grinding machines within highest accuracy by Kellenberger & Co AG, St.Gallen and Biel, Switzerland* [online]. b.r. [cit. 2016-12-11]. Dostupné z: <http://www.kellenberger.com/english/cylindrical-grinders/varia/default.html>
- [11] B-Axis with direct drive. *Kellenberger* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: <http://www.kellenberger.com/english/news/news-folgeseite.cfm?nid=44905>
- [12] Brusky. *Slovácké strojírny a.s.* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: http://www.sub.cz/userfiles/spec/sub/files/TOS/BruskyA4%20CZ_NEW%20.pdf
- [13] Catalogo MT500MTC. *Morara Official Site* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: <http://www.morara.it/docProduct/catalogo%20MT500MTC%20INGLESE.pdf>

- [14] Werkzeugmaschinenfabrik Glauchau GmbH - Home. *Werkzeugmaschinenfabrik Glauchau GmbH - WEMA S 3* [online]. b.r. [cit. 2017-07-04]. Dostupné z: http://www.wema-glauchau.de/en/WEMA_S_3.html
- [15] KOLEKTIV, Jiří. *CNC konstrukce obráběcích strojů*. Praha: MM publishing s.r.o, 2014.
- [16] Prstencové motory. *MM Průmyslové Spektrum - CNC konstrukce* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: <http://www.cnckonstrukce.cz/clanek-118/prstencove-motory.html>
- [17] Direct drive torque motor principle. *ETEL Innovative motion control* [online]. b.r. [cit. 2016-12-20]. Dostupné z: <http://www.etel.ch/torque-motors/principle/>
- [18] Ložisko. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2017-07-01]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Lo%C5%BEisko>
- [19] MILOSLAV, Kopecký a Houša JAROMÍR. *Základy stavby výrobních strojů*. Praha: ČVUT, 1986.
- [20] Grease analysis in the field. *IBT Industrial Solutions* [online]. b.r. [cit. 2016-12-20]. Dostupné z: <https://www.ibtinc.com/grease-analysis-in-the-field-1/>
- [21] Hydrostatic bearings support heavy loads. *CTE Publications* [online]. b.r. [cit. 2017-01-01]. Dostupné z: <https://www.ctemag.com/news-videos/articles/hydrostatic-bearings-support-heavy-loads>
- [22] Odměrovací systémy a jejich vliv na přesnost. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. b.r. [cit. 2017-07-01]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [23] Odměrovací systémy a jejich vliv na přesnost. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [24] RESOLUTE™ Absolutní snímací systém s rotační (úhlovou) prstencovou stupnicí REXA. *Renishaw: enhancing efficiency in manufacturing and healthcare* [online]. b.r. [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/resolute-absolutni-snimaci-system-s-rotacni-uhlovou-prstencovou-stupnici-rexa--10852>
- [25] Catalogo BUSSOLE 2013_ITA-ING.pdf. *Hydroservice S.p.A.* [online]. b.r. [cit. 2017-07-01]. Dostupné z: http://www.hydroservice.it/it/prodotti/bussole_di_bloccaggio/bloccaggio_radiale_interno

- [26] HEMA__Rotoclamp_extract.pdf. *HEMA | HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH* [online]. b.r. [cit. 2017-07-01]. Dostupné z: http://www.hema-group.com/fileadmin/user_upload/_imported/fileadmin/Bilder/Produkte/Klemmen/HEMA__Rotoclamp_extract.pdf
- [27] Řešení pro náročné operace. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. b.r. [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/reseni-pro-narocne-operace.html>
- [28] Hydrostatická vedení obráběcích strojů. *MM spektrum* [online]. b.r. [cit. 2017-06-20]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/hydrostaticka-vedeni-obrabecich-stroju.html>
- [29] RTB Combined axial-radial roller bearing for indexing tables. *Catalogues Directindustry* [online]. b.r. [cit. 2017-06-27]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/unitec/rtb-combined-axial-radial-roller-bearing-indexing-tables/37890-636673.html>
- [30] Estimating the frictional moment. *SKF Group - Bearings and units Lubrication solutions Mechatronics Seals Services Condition Monitoring Linear Motion - SKF.com* [online]. b.r. [cit. 2017-06-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/estimating-frictional-moment/index.html>
- [31] ZAJÍC CSC., RnDr. Jan. Momenty setrvačnosti geometricky pravidelných homogenních těles. *Mech.f.d.cvut.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-04-27]. Dostupné z: http://mech.f.d.cvut.cz/education/bachelor/18sat/download/zajic_momenty_setrvacnosti.pdf
- [32] Katalog_1FW6_SINAMICS_en.pdf. *Home - English - Siemens Global Website* [online]. b.r. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/198/69054198/att_840527/v1/PHB_Selbstgekuehlte_1FW6_SINAMICS_0215_en_en-US.pdf
- [33] *Manuál brusky Studer S40*. b.r.
- [34] E-konstruktor. *Mechanické vlastnosti pevných látek - Portál pro strojní konstruktéry* [online]. b.r. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/mechanicke-vlastnosti-pevnych-latek>
- [35] SKF.com. *Trvanlivost ložiska a únosnosti* [online]. b.r. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/selecting-bearing-size/bearing-life/index.html>
- [36] Welcome to the Schaeffler Group. *Super Precision Bearings* [online]. b.r. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z:

- http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/sp1_de_en.pdf
- [37] High Precision Bearings for Combined Loads. *Schaeffler Česká republika* [online]. b.r. [cit. 2017-07-03]. Dostupné z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_120_de_en.pdf
- [38] RESOLUTE™ absolute encoder system with RESA rotary (angle) ring. *Renishaw: enhancing efficiency in manufacturing and healthcare* [online]. b.r. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://www.renishaw.com/en/resolute-absolute-encoder-system-with-resa-rotary-angle-ring--10939>
- [39] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

8.3 Seznam příloh

Výkresová dokumentace

- BP–2017–00 – Výkres sestavy otočné osy B
- BP–2017–0K – Kusovník otočné osy B
- BP–2017–01 – Výrobní výkres vřetene otočné osy B
- BP–2017–02 – Výrobní výkres pojistné matice spodního ložiska

CD příloha

- Text bakalářské práce ve formátu pdf
- 3D model otočné osy B
- Výkresová dokumentace ve formátu pdf
- Katalogy výrobců ve formátu pdf