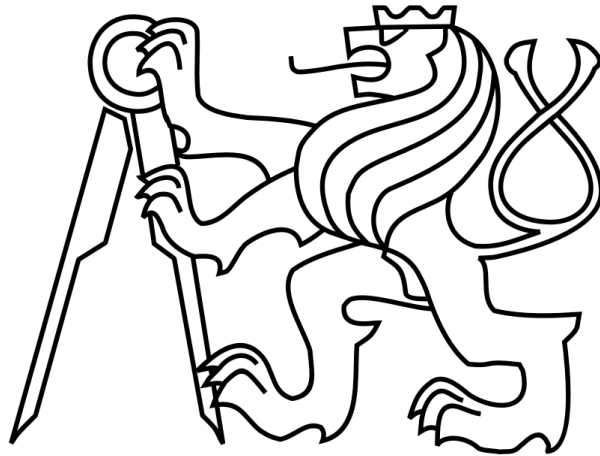


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh a konstrukce těžkého unášecího vřeteníku hrotové brusky BHC

2015

Bc. Karel Bojas

Zadání

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu Ing. Jiřímu Sovovi a konzultantu Ing. Vladislavu Štěpánkovi za vedení, odborné konzultace a podnětné připomínky při vypracování této diplomové práce.

Chtěl bych také poděkovat své rodině a přátelům za podporu při studiu a tvorbě této diplomové práce.

Prohlášení

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

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

V Praze dne 4.1.2015

.....

Anotace

<i>Jméno autora:</i>	Bc. Karel Bojas
<i>Název DP:</i>	Návrh a konstrukce těžkého unášecího vřeteníku hrotové brusky BHC
<i>Rozsah práce:</i>	89 stran
<i>Akad. rok vyhotovení:</i>	2015/2016
<i>Ústav:</i>	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení
<i>Vedoucí práce:</i>	Ing. Jiří Sova
<i>Konzultant:</i>	Ing. Vladislav Štěpánek
<i>Zadavatel tématu:</i>	FERMAT Machine Tool
<i>Využití:</i>	Unášení obrobků s hmotností do 5000 kg
<i>Klíčová slova:</i>	unášecí vřeteník brusky, konstrukce, návrh pohonu, návrh vřetene, deformace vřetene, MKP simulace
<i>Anotace:</i>	Tato diplomová práce se zabývá návrhem unášecího vřeteníku brusky BHC63. Vřeteník bude použit pro upínání a unášení obrobků do hmotnosti 5000 kg mezi hroty. Součástí práce je konstrukce vřetene, návrh uložení vřetene, návrh pohonu vřeteníku a návrh struktury tělesa vřeteníku.

Annotation

<i>Author:</i>	Bc. Karel Bojas
<i>Submitter of theme:</i>	CTU Faculty of mechanical engineering
<i>Thesis name:</i>	A Proposal and Design of a Heavy Work Head for the BHC Centre Grinding Machine
<i>Extent:</i>	89 pages
<i>Academic year:</i>	2015/2016
<i>University:</i>	CTU Faculty of Mechanical Engineering
<i>Department:</i>	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment
<i>Supervisor:</i>	Ing. Jiří Sova
<i>Tutor:</i>	Ing. Vladislav Štěpánek
<i>Key words:</i>	Grinding machine work head, construction, drive design, spindle design, spindle deformation, FEM simulation
<i>Annotation:</i>	This thesis describes the design of the BHC63 grinding machine work head. Work head will be used for clamping work pieces up to 5000 kg between centers. The thesis includes spindle design, spindle bearing proposal, drive design and structures design of the work head body.

Obsah

OBSAH	7
1 ÚVOD	10
2 CÍLE PRÁCE - ZADÁVAJÍCÍ SPOLEČNOST	11
3 STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	12
3.1 BROUŠENÍ	12
3.2 TEORETICKÉ CHARAKTERISTIKY BROUŠENÍ	14
3.2.1 <i>Obvodová rychlost broušícího kotouče</i>	14
3.2.2 <i>Obvodová rychlost obrobku</i>	14
3.2.3 <i>Ekvivalentní tloušťka třísky</i>	15
3.2.4 <i>Řezné síly</i>	15
3.3 ZÁKLADNÍ METODY BROUŠENÍ	16
4 BROUSÍCÍ STROJE - HROTOVÉ BRUSKY	17
4.1 HROTOVÉ BRUSKY	17
4.2 TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE BHC	18
4.3 UNIVERZÁLNÍ HROTOVÉ CNC ŘÍZENÉ BRUSKY	20
4.3.1 <i>TOS Čelákovice – BUC 63</i>	20
4.3.2 <i>Danobat – HG-72</i>	21
4.3.3 <i>Domiak – RCN-G</i>	22
4.3.4 <i>Schadut – FlexGrind M</i>	22
4.4 DALŠÍ VÝROBCI – NEPŘÍMÁ KONKURENCE	24
4.4.1 <i>Junker</i>	24
4.4.2 <i>Studer</i>	24
5 KONSTRUKCE BRUSKY BHC63	26
5.1 USPOŘÁDÁNÍ BRUSKY	26
5.1.1 <i>Lože</i>	27
5.1.2 <i>Stůl</i>	27
5.1.3 <i>Brousící vřeteník</i>	27
5.1.4 <i>Šálová luneta</i>	29
5.1.5 <i>Koník</i>	30
6 KONSTRUKČNÍ CELKY PRACOVNÍHO VŘETENÍKU 3000KG	31
6.1 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ PŮVODNÍHO VŘETENÍKU.....	31
6.1.1 <i>Pohon vřeteníku</i>	32

6.1.2	<i>Uložení vřeteníku</i>	32
6.1.3	<i>Těleso vřeteníku</i>	32
7	KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ NAVRŽENÉHO VŘETENÍKU	34
7.1	POHON VŘETENE (UNÁŠENÍ OBROBKU)	34
7.2	MOŽNOSTI ULOŽENÍ VŘETENÍKU	35
7.3	TĚLESO VŘETENÍKU	35
7.4	NÁVRH A VOLBA VARIANTY ULOŽENÍ	35
7.4.1	<i>Varianta 1</i>	35
7.4.2	<i>Varianta 2</i>	37
7.4.3	<i>Varianta 3</i>	38
7.5	VOLBA VARIANTY ULOŽENÍ VŘETENE	39
8	VÝPOČTOVÁ ČÁST	40
8.1	NÁVRH POHONU	40
8.1.1	<i>Výpočet třecího momentu v šálových lunetách</i>	40
8.1.2	<i>Výpočet zatížení od broušení, momentu od broušení a stanovení celkové radiální síly na vřeteno</i>	42
8.1.3	<i>Volba motoru a převodovky</i>	43
8.2	NÁVRH VŘETENE A LOŽISEK	45
8.2.1	<i>První fáze návrhu vřetene</i>	46
8.2.2	<i>Druhá fáze návrhu vřetene</i>	48
8.2.3	<i>Výpočet vlastností sady ložisek předního uložení</i>	50
8.2.4	<i>Výpočet vzdálenosti ložisek</i>	52
8.3	KONTROLNÍ VÝPOČTY	54
8.3.1	<i>Výpočet deformace vřetene a porovnání s původním vřetenem</i>	54
8.3.2	<i>Výpočet trvanlivosti ložisek</i>	55
8.3.3	<i>Pevnostní kontrola vřetene</i>	56
9	KONSTRUKČNÍ ČÁST	59
9.1	POHON UNÁŠECÍHO VŘETENÍKU	59
9.2	VŘETENO, ULOŽENÍ V TĚLESE	61
9.3	TĚLESO	63
10	KONTROLA MKP	64
10.1	SIMULACE PŮVODNÍHO UNÁŠECÍHO VŘETENÍKU	64
10.1.1	<i>Model unášecího vřeteníku - úprava geometrie modelu</i>	64
10.1.2	<i>Geometrie modelu v prostředí Ansys - síťování</i>	65
10.1.3	<i>Vazby a kontakty</i>	66
10.1.4	<i>Náhrada ložisek</i>	68
10.1.5	<i>Statická analýza - zatížení modelu</i>	69

10.1.6	Výsledky statické analýzy	70
10.2	SIMULACE NAVRŽENÉHO VŘETENÍKU	71
10.2.1	Model unášecího - úprava geometrie modelu	71
10.2.2	Geometrie modelu v prostředí Ansys - síťování	73
10.2.3	Vazby těles	74
10.2.4	Náhrada ložisek	74
10.2.5	Statická analýza - zatížení modelu	75
10.2.6	Výsledky statické analýzy	76
10.3	SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ MKP A POROVNÁNÍ S ANALYTICKÝM VÝPOČTEM.....	77
11	ZÁVĚR	79
12	SEZNAMY	81
12.1	SEZNAM POUŽITÝCH JEDNOTEK A VELIČIN.....	81
12.2	SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE	83
12.3	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	84
12.4	SEZNAM PŘÍLOH.....	86
	POUŽITÁ LITERATURA	87
	PŘÍLOHY	90

1 Úvod

Téma předkládané diplomové práce vzniklo na základě požadavků firmy FERMAT Machine Tool, zabývající se výrobou obráběcích strojů. Hlavní náplní výrobního programu jsou horizontální frézovací a vyvrtávací stroje. Další oblastí jsou hrotové brusky. Firma nabízí hrotové brusky řady BHU (32, 40, 50 – oběžné průměry v centimetrech) a BHC (63, 85, 100). V rámci práce vznikne nová varianta unášecího vřeteníku pro těžké obrobky pro stroj BHC 63.

2 Cíle práce - zadávající společnost

Úkolem předkládané práce je návrh pracovního vřeteníku pro hrotovou brusku typu BHC 63. Nové konstrukční řešení by mělo naplňovat současné požadavky zákazníků na zvýšení maximální hmotnosti obrobku mezi hroty na 5000 kg při zachování stávající přesnosti a životnosti stroje. Požadované zvýšení hmotnosti obrobku již neumožňuje použít stávající konstrukční uspořádání, které je omezeno na hmotnost obrobku 3000 kg upnutého mezi hroty.

Hlavními body návrhu a konstrukce unášecího vřeteníku jsou:

- Upínání obrobku do hmotnosti 5000 kg mezi hroty
- Heavy-duty provedení - bez natáčení unášecího vřeteníku
- Navržení variant a výběr uložení vřetene
- Navržení pohonu vřeteníku
- Návrh součástí vřeteníku
- MKP simulací ověřit deformace vřeteníku a porovnat hodnoty s původní konstrukcí

3 Stav řešené problematiky

V této kapitole jsou shrnuty základní teoretické informace o broušení, které jsou vstupními technologickými požadavky pro návrh unášecího vřeteníku.

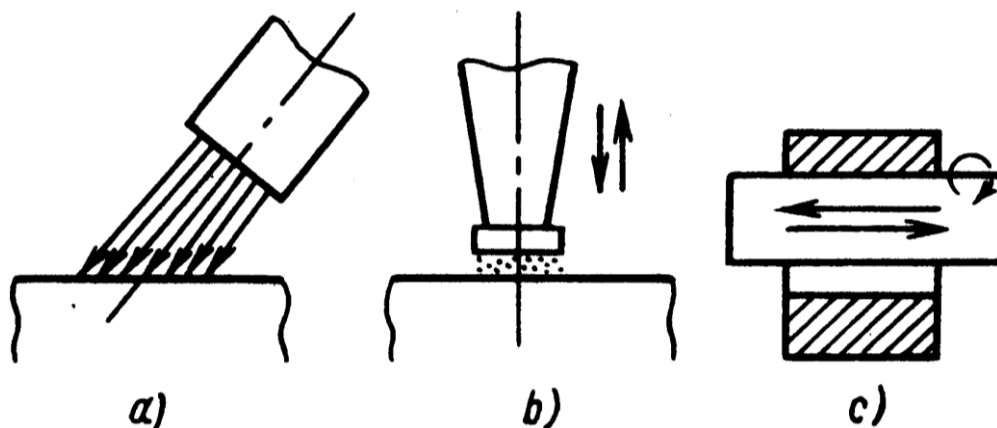
3.1 Broušení

Broušení je metoda třískového obrábění rovinných, válcových nebo tvarových ploch využívající mnohobřitého nástroje s nedefinovanou geometrií. Jedná se o jednu z nejstarších metod obrábění, využívanou člověkem již v prehistorických dobách. Rozvoj strojního broušení materiálů byl zaznamenán až v 19. století a jeho vývoj značně urychlil objev umělého broušícího kotouče (v roce 1895) a následné sestavení prvních univerzálních brusek. S pozdějším vývojem výkonných broušících nástrojů a brusek se význam broušení rozšiřuje z původní oblasti dokončování i na hrubovací operace. Z hlediska produktivity i výrobních nákladů může broušení konkurovat ostatním metodám obrábění (například soustružení, honování). Hlavními charakteristikami broušení jsou:

- nepravidelný úběr třísky z důvodu rozmístění zrn v broušícím nástroji;
- různé úhly čela jednotlivých zrn brusiva, zpravidla se jedná o tupý úhel;
- malé průřezy třísek (v řádech $0,001 \text{ mm}^2$) a jejich vysoká teplota (až $1200 \text{ }^\circ\text{C}$);
- vysoká řezná rychlost ($30 - 100 \text{ m/s}$), z čehož vyplývá krátká doba záběru brusiva;
- velké řezné síly (měrný řezný odpor), produkující velké množství tepla;
- možnost obrábět materiály o vysoké pevnosti a tvrdosti;
- vysoké rozměrové a geometrické přesnosti dosahované na obrobcích (IT4 a lepší);
- běžně dosahovaná drsnost povrchu obrobku $Ra 0,8 - Ra 0,2$.

Metodu je možné rozlišit podle typu broušícího nástroje na broušení volným brusivem a vázaným pevným brusivem.

Při broušení volným brusivem jsou používána brusná zrna ve formě prášku, zpravidla v kombinaci řezné kapaliny nebo pasty. Základní způsoby broušení volným brusivem jsou znázorněny na Obr. 3-1.



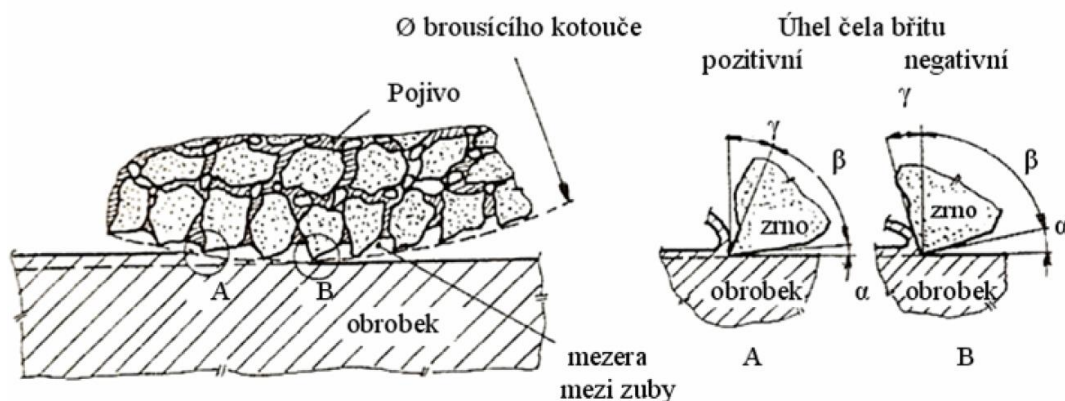
Obr. 3-1 Broušení volným brusivem [8]

a. Proudem brusiva

b. Ultrazvukové

c. Lapování

Při broušení vázaným pevným brusivem je brusivo pevně stmeleno pojivem do požadovaného tvaru broušícího kotouče, segmentu, broušícího kamene nebo nástroje jiného tvaru. Zrna jsou v kotouči nepravidelně rozložena. Řezné úhly a tvar břitu jsou závislé na uložení zrna v broušícím kotouči viz Obr. 3-2. [3][5][6][7][8]



Obr. 3-2 Záběr broušících zrn [2]

3.2 Teoretické charakteristiky broušení

Hlavním řezným pohybem je rotace broušícího kotouče. Přísuv broušícího kotouče a rotace obrobku jsou vedlejšími řeznými pohyby. Pohyby a jejich rychlosti jsou definovány na základě zvoleného způsobu broušení.

3.2.1 Obvodová rychlost broušícího kotouče

V případě obvodového broušení je základní veličinou obvodová rychlost broušícího kotouče. Obvodová rychlost v_c [m/s] je charakterizována jako tangenciální rychlost na maximálním průměru broušícího kotouče.

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_{max} \cdot n_s}{60 \cdot 10^3} \text{ [m/s]}$$

3-1

D_{max} – maximální průměr broušícího kotouče [mm]

n_s – frekvence otáčení broušícího kotouče [$ot \cdot min^{-1}$]

3.2.2 Obvodová rychlost obrobku

Při cylindrickém broušení je uváděna obvodová rychlost obrobku v_o [$m \cdot min^{-1}$].

$$v_o = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n_o}{10^3} \text{ [m/min]}$$

3-2

D_o – průměr obrobku [mm]

n_o – frekvence otáčení obrobku [ot/min]

Obvodová rychlost obrobku je řádově ($60 \div 100$) krát menší než obvodová rychlost kotouče, ale má významný vliv na následující parametry:

- rychlost deformace a odběr třísky;
- velikost řezné síly;
- výsledná drsnost a kvalita obrobené plochy;
- opotřebení broušícího kotouče.

[6][7]

3.2.3 Ekvivalentní tloušťka třísky

Vzhledem k omezené platnosti a složitosti vztahů pro výpočet parametrů třísky ubírané jednotlivými zrny broušícího nástroje je pro výpočty při broušení využívána teoretická hodnota ekvivalentní tloušťky broušení h_{eq} [mm]. Pomocí hodnoty h_{eq} je možné stanovit řezné síly a odpory, měrné řezné síly a odpory, měrnou práci, výkon a měrný výkon a tím charakterizovat proces broušení.

$$h_{eq} = \frac{v_o}{60 \cdot v_c} \cdot a_e \text{ [mm]}$$

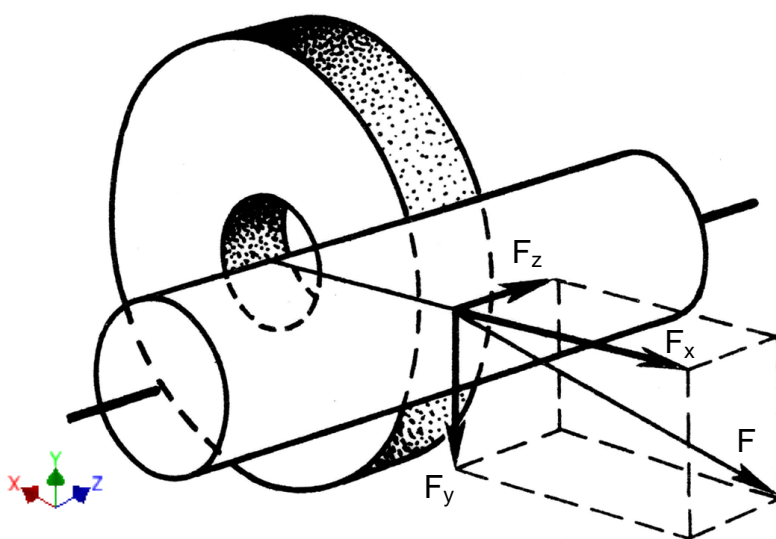
3-3

a_e – radiální záběr [mm]

[7]

3.2.4 Řezné síly

Vznik řezných sil je při broušení spojen s vzájemným kontaktem zrn broušícího kotouče a obrobku. Jednotlivá brusná zrna odebírají velmi malé množství materiálu, kterému odpovídají elementární řezné síly. Tyto síly jsou svojí velikostí poměrně zanedbatelné. Celkové síly jsou, vzhledem ke společnému záběru velkého množství zrn při broušení, řádově větší. Výsledná řezná síla F se rozkládá do směru hlavního řezného pohybu F_y (řezná síla), ve směru kolmém na osu obrobku F_x síla radiální (pasivní), která přitlačuje brusné zrno k obráběné ploše a ve směru posuvu kotouče F_z síla axiální (posuvová). Záporný úhel čela brusných zrn způsobuje, že síla F_x je vždy větší než F_z . Experimentálně bylo potvrzeno, že poměr sil je $F_x / F_z = 1,2$ až $3,0$. [8]



Obr. 3-3 Rozložení řezných sil při broušení obvodem kotouče [8]

Celkovou řeznou sílu můžeme přibližně určit z experimentální rovnice:

$$F_y = C_m \cdot v_c^{0,7} \cdot f_a^{0,7} \cdot a_e^{0,6} [N]$$

3-4

C_m – konstanta charakterizující broušený obrobek

f_{ax} – podélný (axiální) posuv [$mm \cdot ot^{-1}$]

Nepřímým způsobem z příkonu broušícího vřetena

$$F_y = \frac{P_{br} \cdot 10^3}{v_c} [N]$$

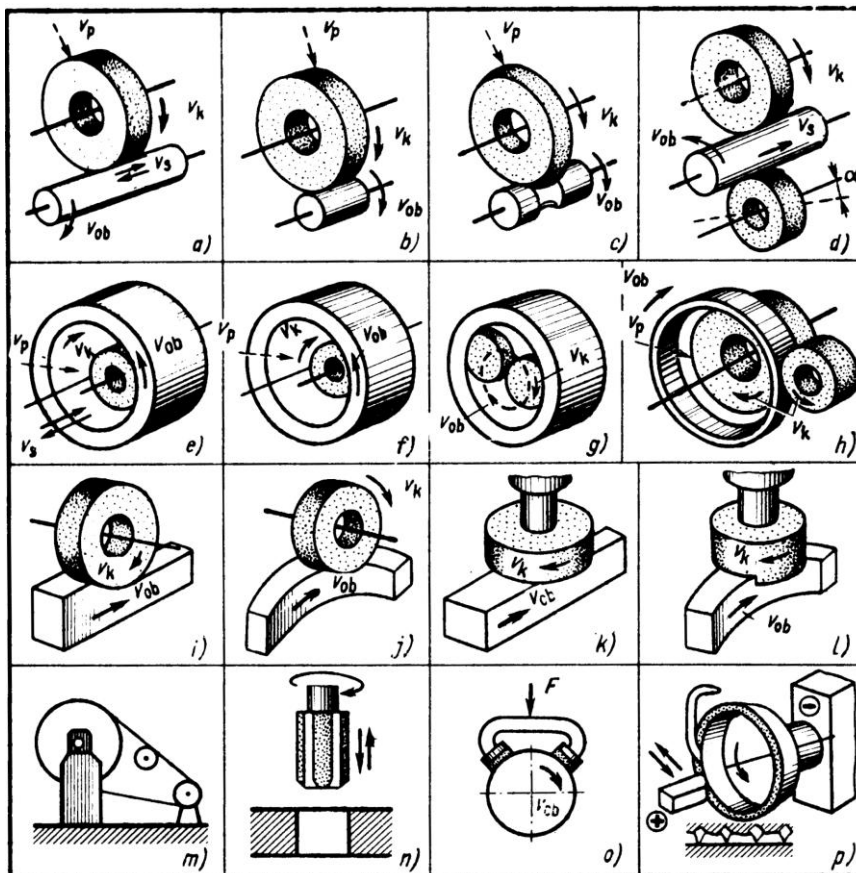
3-5

P_{br} – příkon broušícího vřetena [kW]

[8]

3.3 Základní metody broušení

Jednotlivé metody broušení se dělí podle tvaru obráběných ploch a podle způsobu záběru kotouče do materiálu obrobku viz Obr. 3-4. [8]



Obr. 3-4 Základní způsoby broušení pevným brusivem [8]

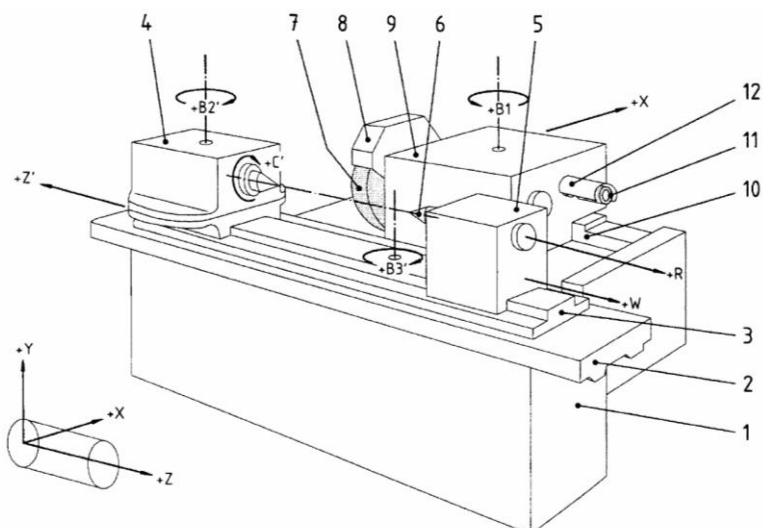
4 Brousicí stroje - hrotové brusky

Vnější cylindrické broušení (tzv. broušení na kulato) se používá především při broušení dlouhých rotačních součástí. Obrobek je unášen pracovním vřeteníkem. Dle typu brusky současně obrobek koná podélný posuvný pohyb v ose rotace. V případě broušení dlouhých a hmotných obrobků koná podélný pohyb brousicí vřeteník. Obvykle je obrobek upnut mezi hroty v pracovním vřeteníku a koníku, v případě dlouhých a štíhlých obrobků je podepřen lunetou (či více lunetami).

Tato technologie umožňuje obrábět vnější válcové plochy, kuželové rotační plochy, případně excentrické válcové a vačkové plochy. Další možností upnutí je upnutí ve sklíčidle pracovního vřeteníku letmo (případně podepření lunetou). Při broušení je úběr materiálu zajištěn radiálním posuvem brousicího vřeteníku. V jedné, nebo v obou úvratích stolu je zmenšován přídavek na obrobku, až do dosažení požadované hodnoty. [2][6][7]

4.1 Hrotové brusky

Na hrotových bruskách viz Obr. 4-1 se obrábí vnější válcové i kuželové plochy. Obrobky se upínají do sklíčidla, mezi hroty, do kleštin, případně na magnetickou upínací desku unášecího vřeteníku. Na hrotových bruskách je možné brousit i čelní plochy. Pokud je použito přídatné brousicí zařízení je možné obrábět i vnitřní válcové a kuželové plochy. V případě řízené osy C lze brousit i jiné rotační geometricky nesymetrické tvary obrobků jako jsou například vačky. Vřetena jsou nejčastěji uložena ve valivých ložiskách. V jiných případech jsou vřetena ukládána do hydrodynamických, hydrostatických ložisek v některých případech je použita kombinace obou variant (hydrostatická/valivá). Vřeteno se osazuje různými typy ortogonálních, diagonálních nebo tandemových brousicích vřeteníků. Otáčení brousicích vřeteníků kolem vlastní osy je možno polohovat. Vřeteno je poháněno elektromotorem (v některých případech doplněným převodovkou) přes řemenový převod. [2][7]



Obr. 4-1 Základní koncepce hrotové brusky s posuvným stolem [9]

- 1 – Lože, 2 – Stůl, 3 – Otočná deska stolu, 4 – Pracovní vřeteník, 5 – Koník, 6 – Pinola koníku,
 7 – Brousící kotouč, 8 – Kryt kotouče, 9 – Brousící vřeteník, 10 – Saně brousícího vřeteníku,
 11 – Vřeteno vnitřního broušení, 12 – Kryt kotouče vnitřního broušení

4.2 Technické parametry stroje BHC

Řada BHC CNC jsou univerzální hrotové CNC řízené brusky určené pro obrábění vnějších válcových, kuželových, konvexních a konkávních ploch s možností přebroušení čel obrobků. V případě vybavení brusky přídavným zařízením pro vnitřní broušení umožňuje broušení děr. Brusky mají koncepci s jednou lineární osou na brousícím vřeteníku (nástroj – osa X) a druhou na stole brusky (obrobek – osa Z). Dále je na obroku rotační osa (osa C) zajišťující otáčení broušeného dílu kolem své osy. [19]

BHC CNC		
Parametry	Jednotky	Hodnoty
Maximální oběžný průměr	mm	630; 850; 1000
Vzdálenost mezi hroty	mm	2000; 3000; 4000; 5000; 6000
Maximální hmotnost obrobku mezi hroty	kg	3000
Lineární osa X (Vřeteník)		
Minimální programovatelný krok	mm	0,0005
Maximální rychlost	m.min ⁻¹	10
Lineární osa Z (Stůl)		
Minimální programovatelný krok	mm	0,001
Maximální rychlost	m.min ⁻¹	10
Broušící vřeteník		
Rozměry broušícího kotouče	mm	Ø750x100xØ305
Maximální šířka kotouče	mm	120
Obvodová rychlost kotouče	m/s	10-50
Natáčení vřeteníku	°	±30° (+45°/-225° BHCR)
Výkon motoru vřeteníku	kW	18
Unášecí vřeteník		
Natáčení vřeteníku	°	0-90
Vnitřní kužel vřetene	-	Morse 6 ISO 296-1991
Vnější tvar vřetene	-	A 2-6 ISO 702-1-1992
Koník		
Vnitřní kužel koníku	-	Morse 6 ISO 296-1991
Zdvih koníku	mm	80
Korekce válcovitosti	mm	± 0,8
Upínací síla	N	300-12000
Další parametry (BHC 63-4000)		
Délka stroje	mm	12310
Šířka stroje	mm	4350
Výška stroje	mm	2888
Hmotnost stroje	kg	18500
Pohony	-	Sinamics
Kuličkové šrouby	-	KSK Kuřim
Řídicí systém	-	Siemens 802D sl / 840D sl
Dosahované parametry		
Dosahovaná třída přesnosti obrobku	-	IT4
Drsnost povrchu obrobku	Ra	0,2
Kruhovitost obrobku	mm	0,002

Tabulka 4-1 [19]

4.3 Univerzální hrotové CNC řízené brusky

V níže uvedené tabulce jsou vybráni výrobci brousicích strojů, mající ve výrobním programu brusku odpovídající parametry brusce Fermat řady BHC 63. Srovnání základních technických parametrů je uvedeno viz Tabulka 4-2.

Výrobce	Fermat	Doimak		Danobat		TOS Čelákovice
Typ	BHC 63 CNC	RCN-G	RCN-SP	HG-72	WT-72	BUC 63 C
Parametry:						
Max. oběžný průměr [mm]	630	600	1060	640	640	630
Max délka mezi hroty [mm]	6000	3000	6000	4000	7000	6000
Max. hmotnost obrobku [kg]	5000	3000	4000	1500	2000	4000
Obvodová rychlost kotouče [m/s]	50	35	60	60	60	50
Rozdělení lineárních os nástroj/obrobek*	1/1	1/1	2/0	1/1	2/0	1/1

Tabulka 4-2 - Technické parametry hrotových brusek [17][18][19][21][23]

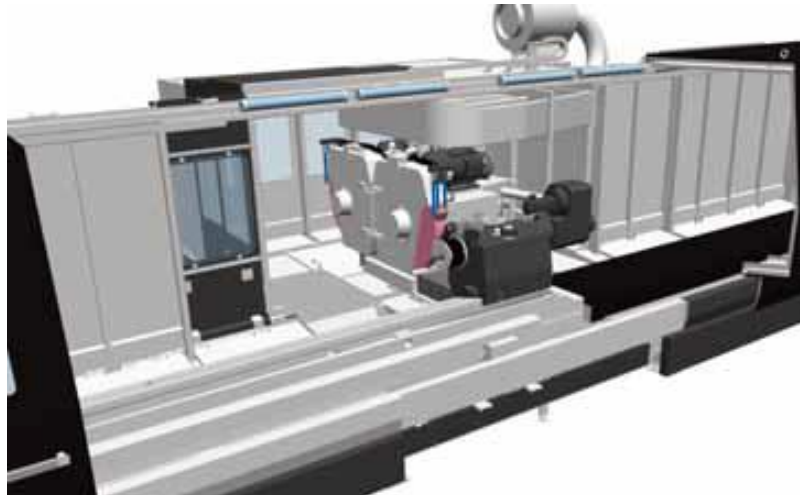
* jde o formální rozdělení, zda na stroji koná oba lineární pohyby brousicí vřeteník, nebo podélný pohyb koná stůl

4.3.1 TOS Čelákovice – BUC 63

Dříve TOS Hostivař je tradičním výrobcem obráběcích strojů. Výrobním sortimentem je výroba vysoce přesných brousicích strojů, konvenčních a CNC soustruhů, CNC ozubárenských strojů a multifunkčního soustružnického obráběcího centra TT75.

Bruska BUC 63 je hrotová bruska. Umožňuje provádět broušení ruční i v automatických pracovních cyklech a je určena pro broušení vnějších rotačních a kuželových ploch obrobků podélným nebo zapichovacím způsobem. Stroj umožňuje broušení čelních ploch při použití zařízení pro vnitřní broušení, vnitřních válcových a kuželových děr. Obrobky je možné upínat mezi hroty, letmo do sklíčidla, kleštin, případně na magnetickou upínací desku unášecího vřeteníku. Koncepce brusky je s jednou lineární osou na brousicím vřeteníku (osa X) a druhou na stole brusky (osa Z). Obě jsou poháněny kuličkovými

šrouby. Vedení osy X je valivé, pro osu Z je použito kluzné vedení. V nejvyšší specifikaci BUC 63 Multi je stroj vybaven automatickým natáčením brousicí jednotky, vybavené více brousícími vřeteníky. Natáčení je řešeno bezkartáčovým prstencovým motorem s přímým odměřováním (osa B1). [19]



Obr. 4-2 Pracovní prostor brusky BUC 63 multi s otočným brousícím vřeteníkem [19]

4.3.2 Danobat – HG-72

Danobat je španělská firma zabývající se výrobou obráběcích, tvářecích a řezacích strojů. Mezi její produkty patří soustruhy, brusky, ohýbací stroje, vysekávací lisy, plasmové a laserové řezací stroje.

Bruska HG-72 má standardní rozložení lineárních os. Jedna osa je na brousícím vřeteníku (přísuv kotouče k obrobku), podélná osa je na stole. Obě jsou poháněny kuličkovými šrouby. Lože je vyrobeno z šedé litiny. Brousící vřeteník může být řešen v otočné konfiguraci s prstencovým motorem. Brousící vřeteník může být řešeno jako kompaktní elektro-vřeteník, nebo s hydrostaticky uloženým vřetenem poháněným přes převodovku. [17]



Obr. 4-3 Hrotová bruska Danobat HG72 [17]

4.3.3 Doimak – RCN-G

Firma Doimak je italským výrobcem brousicích strojů. V nabídce firmy jsou univerzální hrotové brusky i závitové brusky. Bruska RCN-G je určena pro obrábění vnějších a vnitřních cylindrických ploch, kuželových ploch a rotačně symetrických tvarových ploch. Rozdělení lineárních os je standardní pro tuto velikost brusek, jedna lineární osa na brousicím vřeteníku (osa X) a druhá na stole brusky (osa Z). Osa Z je vybavena absolutním pravítkem přímého odměřování. Obě osy jsou poháněny kuličkovými šrouby a servomotory. Brousicí vřeteník může být osazen až dvěma vřeteny pro vnější broušení a jedním vřetenem vnitřního broušení. Celý brousicí vřeteník je možné natáčet kolem své osy v rozsahu $-15^{\circ}/+225^{\circ}$, rotaci zajišťuje prstencový motor. [18]

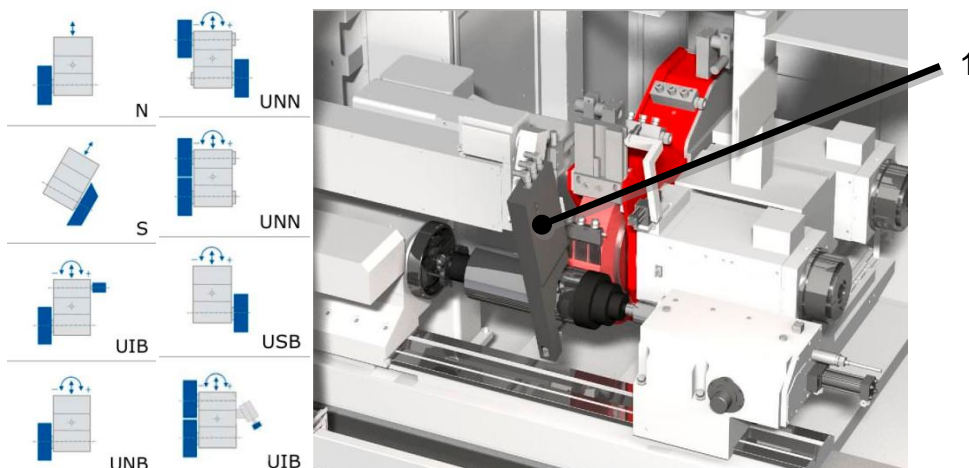


Obr. 4-4 Hrotová bruska RCN-G [18]

4.3.4 Schadut – FlexGrind M

Firma Schadut je německým výrobcem obráběcích strojů, v oblasti brousicích strojů figuruje přes sto let. Hlavní produktová řada brusek CamGrind a CrankGrind je zaměřena na broušení klikových hřídelů. Bruska FlexGrind M patří mezi univerzální hrotové brusky, pro vnější i vnitřní cylindrické broušení. Dále umožňuje broušení tvarových ploch. Hlavními parametry jsou délka mezi hroty 4000 mm, maximální oběžný průměr 620 mm a maximální hmotnost obrobku do 1200 kg. Koncepce os stroje je standardní vzhledem k velikosti obrobků, tedy podélný posuv (osa Z) vykonává stůl s obrobkem a příčný posuv (osa X) zajišťuje brousicí vřeteník. Brousicí vřeteník dále umožňuje plynulé

natáčení kolem své osy, může být osazen až dvěma brousicími vřeteny pro vnější broušení a jedním vřetenem vnitřního broušení. Velkou výhodou je možnost doplnění stroje absolutní měřicí hlavou DIATRONIC 22, která umožňuje přímo na stroji jednoduchou automatickou kontrolu rozměrů. [21]



Obr. 4-5 Hrotová bruska FlexGrind M [21]

Možnosti konfigurace brousicího vřeteníku / Brousicí vřeteník, měřicí hlava DIATRONIC22 (1)

4.4 Další výrobci – nepřímá konkurence

Následující výrobci broušicích strojů nepředstavují přímou konkurenci firmy Fermat. Jsou zde uvedeny jako high-tech výrobci s dlouhou historií a širokým polem působnosti v oboru broušicích strojů.

4.4.1 Junker

Skupina JUNKER Group je předním světovým výrobcem CBN-vysokorychlostních broušicích strojů. Nabídka obsahuje vícevřetenové broušicí stroje, stroje pro kombinaci broušení a soustružení tvrdých povrchů, stroje na broušení profilů, stroj na broušení drážek, brusky na broušení průměrů, stroje na broušení řezných nástrojů, stroje na broušení nástrojů, bezhroté broušicí stroje, stroje na broušení nekruhových profilů. Bruska JUMAT 6XL je s maximální délkou obrobku 2800 mm mezi hroty největší hrotovou bruskou firmy Junker. Maximální oběžný průměr obrobku je 700 mm a nejvyšší váha obrobku mezi hroty je 300 kg. [20]



Obr. 4-6 Hrotová bruska JUMAT 6XL / pracovní prostor brusky [20]

4.4.2 Studer

Příkladem univerzální broušicí hrotové brusky je řada S firmy Studer. Jako příklad lze uvést brusku S41 s maximální délkou obrobku mezi hroty 1600 mm, maximálním průměrem obrobku 550 mm a hmotností obrobku do 250 kg. Bruska je určena pro obrábění vnějších a vnitřních ploch. Umožňuje obrábět cylindrické plochy, tvarové plochy, ale také například závity. Společným konstrukčním rysem všech brusek Studer je lože z polymerbetonu Granitan

S103, kluzná vedení lineárních os obložená materiálem s označením Granitan S200 se speciální povrchovou strukturou. Tato kombinace zajišťuje dobrou termickou stabilitu konstrukce, zlepšené tlumení vibrací ve srovnání s běžnou litinou, vysokou přesnost, dobrou únosnost. Vedení je navíc prakticky bezúdržbové. Tyto stroje jsou nabízeny s možností různé konfigurace brousicího vřeteníku nesoucího až tři brousicí vřetena vnějšího broušení, případně jedno až tři vřetena pro vnitřní broušení. Otáčení vřeteníku okolo své osy je řešeno prstencovým motorem s přímým odměřováním. Přímé odměřování umožňuje polohovat s opakovatelností 1". [22]



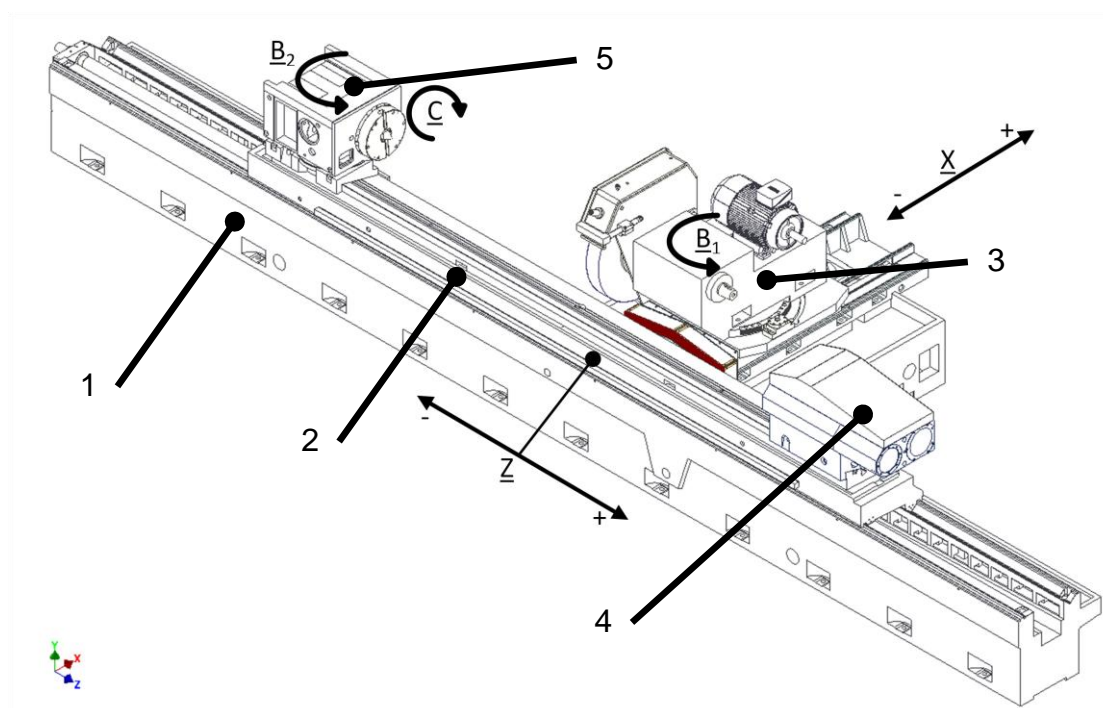
Obr. 4-7 Polymerbetonové lože / Otočný brousicí vřeteník s možností vnitřního broušení [22]

5 Konstrukce brusky BHC63

V následující kapitole je detailněji popsána stavba jednotlivých konstrukčních uzlů brusky, pro kterou je unášecí vřeteník navržen.

5.1 Uspořádání brusky

Bruska BHC 63 se skládá z lože, na kterém je umístěn stůl a brousicí vřeteník. Stůl se pohybuje v ose Z (podélný pohyb obrobku), na stole je posuvně umístěn koník a pracovní vřeteník zajišťující rotaci obrobku v ose C. Brousicí vřeteník se pohybuje v ose X (přísuv do řezu). Bruska je určena pro obrábění vnějších válcových, kuželových, konvexních, konkávních ploch s možností přebroušení čel obrobků. Umožňuje provádět broušení ruční, nebo v automatických pracovních cyklech. Stroj může být vybaven přídatným zařízením pro vnitřní broušení. Zařízení umožňuje broušení vnitřních válcových a kuželových ploch. Dále lze brusku vybavit přídatným zařízením pro superfinišování. Uspořádání hlavních konstrukčních celků viz Obr. 5-1. [19]



Obr. 5-1 Uspořádání brusky BHC63 [13]

1 - lože, 2 – stůl, 3 – brousicí vřeteník, 4 – koník, 5 – pracovní vřeteník

5.1.1 Lože

Zajišťuje vysokou tuhost konstrukce v průběhu celé životnosti stroje. Všechny nosné díly brusky, včetně lože, jsou odlitky z šedé litiny. Po odlití dílů, před vlastním obráběním je zařazeno stárnutí litiny. Vodící plochy a plochy pod lineárním vedením jsou broušeny a pro zvýšení přesnosti vedení následně zaškrabány. V loži jsou ukotveny pohony os s kuličkovými šrouby. [13][19]



Obr. 5-2 Lože stolu s ukotvením kuličkového šroubu [19]

1 - Uložení kuličkového šroubu; 2 - Zaškrabané vodící plochy na loži

5.1.2 Stůl

Stůl brusky slouží k podélnému pohybu obrobku. Je zaškrabán na lože a kluzné vedení tvoří pouze mazané litinové plochy. Pohyb stolu (osa Z) je zajištěn kuličkovým šroubem v toleranci IT3 a předepnutou maticí. Velikost inkrementu osy je 1 μm . V závislosti na požadavcích zákazníka je osa vybavena absolutním lineárním odměřováním. Vybavení přímým odměřováním je nezbytné pro interpolaci při přesném broušení tvarových ploch. [13][19]

5.1.3 Broušící vřeteník

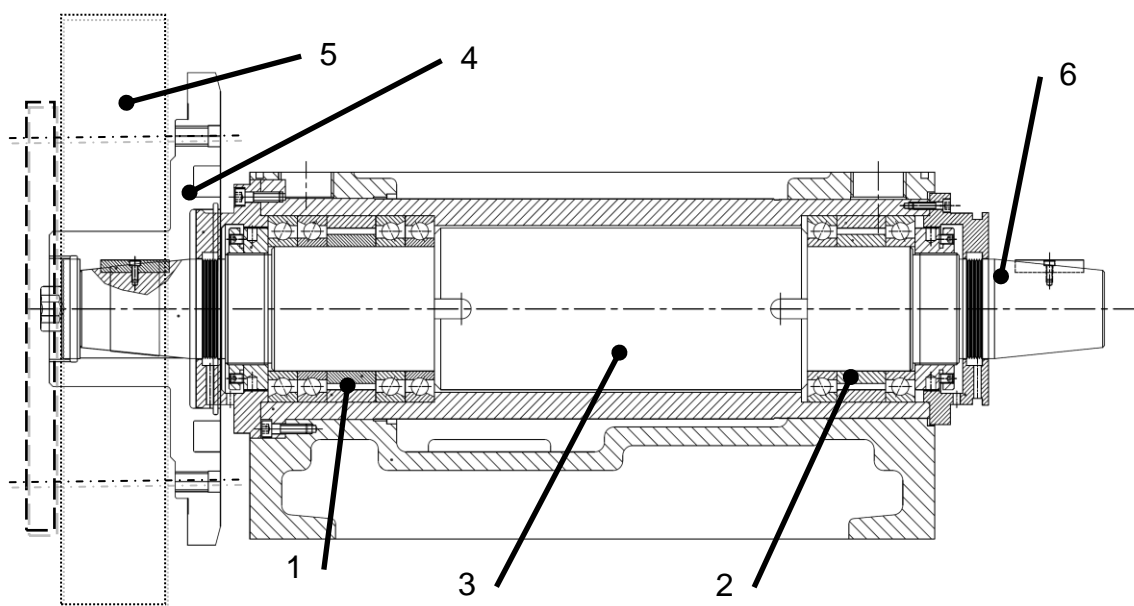
Broušící vřeteník zajišťuje přísuv broušícího kotouče k obrobku (pohyb v ose X) a je v něm uloženo broušící vřeteno. Lineární vedení (M/V lišty) je

namontováno na loži. M/V lišty Obr. 5-3 jsou vedení s plochými klecemi vyznačující se mimořádně velkou nosností, omezeným zdvihem, vhodné při velmi klidném chodu a s malým stejnoměrným třením. Tato vedení jsou mimořádně tuhá, vysoce přesná, mají nízké tření a ve srovnání s jinými lineárními vedeními vyžadují podstatně menší konstrukční prostor. Pohyb je zajištěn kuličkovým šroubem v toleranci IT1 a předepnutou maticí. Inkrement osy je 0,5 μm . Osa X je, na rozdíl od osy Z, vždy vybavena absolutním lineárním pravítkem. Pohyb osy X zásadně ovlivňuje přesnost všech brousicích operací.



Obr. 5-3 Lineární vedení brousicího vřeteníku - M/V lišty [25]

Brousicí vřeteno viz Obr. 5-4 je v těle vřeteníku uloženo v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem. V přední části poz.1 je vřeteno uloženo axiálně/radiálně v sadě ložisek spárovaných do "velkého O". V zadní části poz.2 je vřeteno uloženo radiálně v sadě ložisek spárovaných do "O". Na kuželu výstupní hřídele vřetene je umístěna dělená příruba poz.4, sešroubována s brousicím kotoučem poz.5. Vřeteno je poháněno řemenovým převodem, řemenice je montována na kužel poz.6 hřídele v zadní části vřetene. Dle požadavků zákazníka může být brousicí vřeteno vybaveno automatickým vyvažováním, které se montuje na čelo příruby brousicího kotouče. Vyvažovací systém se skládá z akcelerometru pro snímání vibrací, vlastní vyvážení je zajištěno dvěma motory, které pohybují dvojicí závaží. Vyvažování probíhá pouze v jedné rovině. [13][19][25]



Obr. 5-4 Brousící vřeteno [13]

1 - přední uložení "velké O"; 2 - zadní uložení "O"; 3 - hřídel vřetene;
4 - příruba brousícího kotouče; 5 - brousící kotouč; 6 - kužel řemenice

Brousící vřeteník může být vybaven přidavným sklopným zařízením viz Obr. 5-5 pro vnitřní broušení. Do sklopného ramena jsou vkládána brousící vřetena, poháněná řemenicí. [13][19]

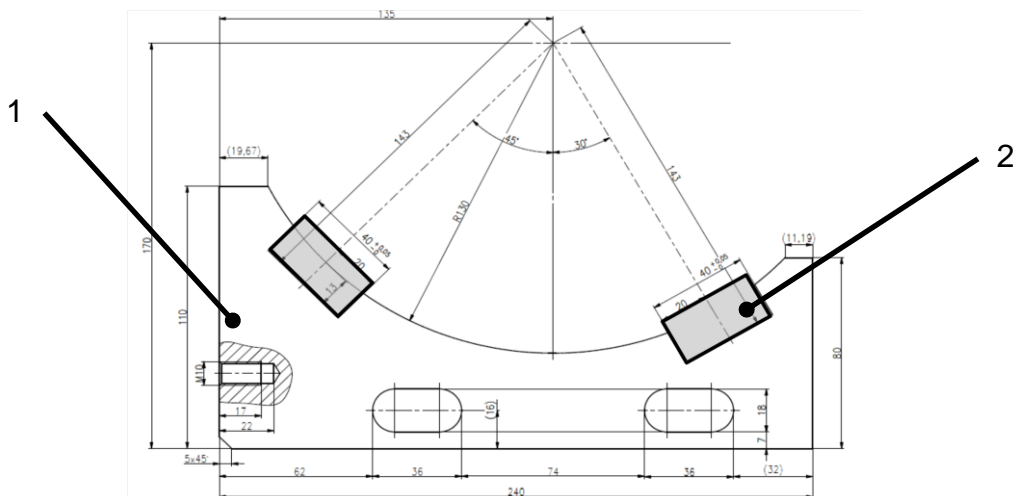


Obr. 5-5 Sklopné zařízení vnitřního broušení - 1 [19]

5.1.4 Šálová luneta

Šálové lunety jsou využívány pro zachování přesnosti broušení při broušení těžkých a dlouhých obrobků. Nejde stanovit přesná hodnota hranice hmotnosti a délky pro použití šálových lunet, použití vždy záleží na konkrétní zvolené technologii a na zkušenosti obsluhy. Obrobek je v šálové lunetě podepřen asmitovými bloky viz Obr. 5-6. Asmit je slitina na bázi olova, cínu a antimonu,

kteřá je používána například pro výstelky ložiskových pánví a pouzder rychloběžných motorů. Bloky jsou před použitím obrobeny na průměr obráběného dílu. [13][19]

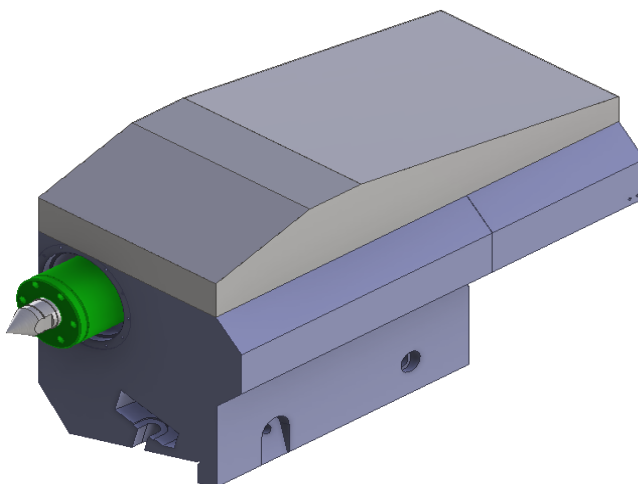


Obr. 5-6 Šálová luneta [13]

1 - těleso lunety; 2 - blok asmitu

5.1.5 Koník

Koník viz Obr. 5-7 slouží k podepření obráběných dílů při broušení mezi hroty. Nese část zatížení od hmotnosti obrobku a od řezných sil. Pomocí pinoly se zajišťuje předepnutí obrobku, upnutého mezi hroty, axiální silou až 12 kN. Pinola koníku je uložena v kuličkové kleci. Pro usnadnění pohybu koníku po stole je používáno pneumatické nadlehčování, to zároveň zamezuje vniknutí nečistot mezi plochu koníku a stůl. Posouvání je realizováno ozubeným hřebenem s pastorkem, který je poháněn ruční ráčnou. Koník je na stole fixován v pracovní pozici T-šrouby. [13][19]



Obr. 5-7 Koník brusky [13]

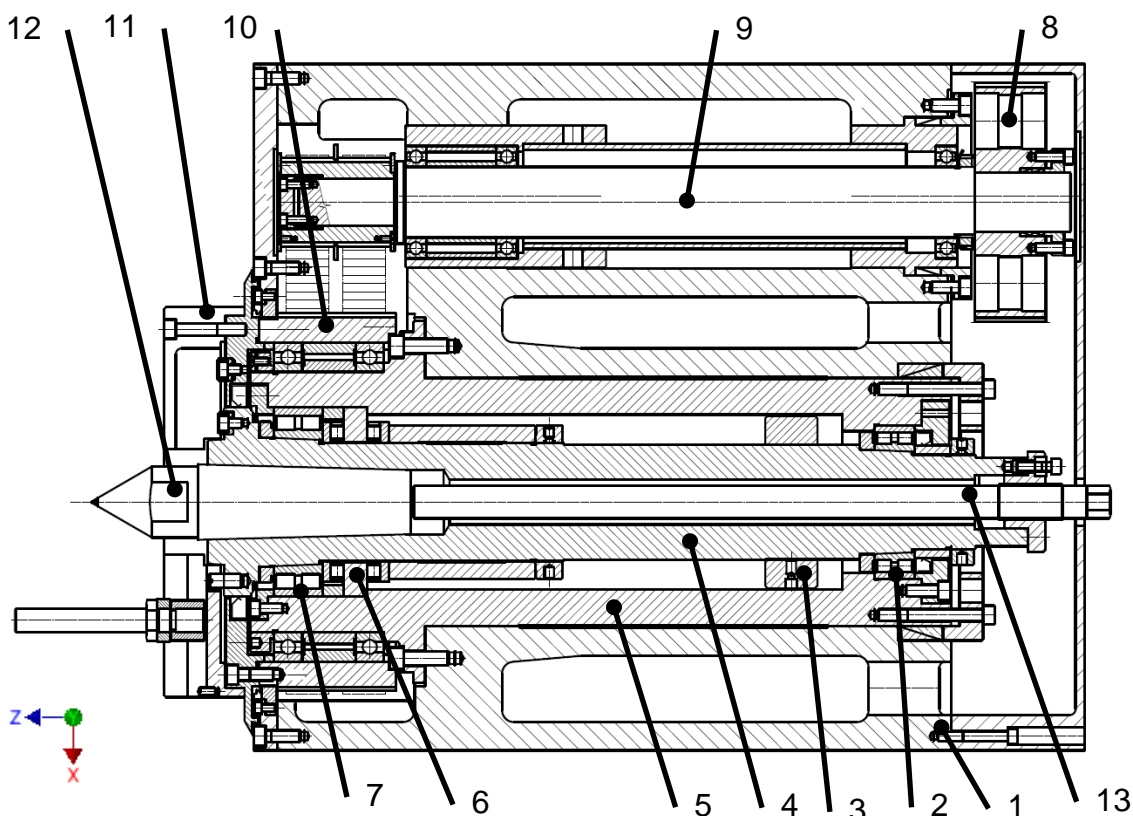
6 Konstrukční celky pracovního vřeteníku

3000 kg

Pracovní vřeteník (unášecí vřeteník) je umístěn na stole proti koníku. V případě upnutí obrobku mezi hroty nese polovinu zatížení od hmotnosti obrobku a od řezných sil. Dále přenáší axiální sílu od předepnutí obrobku koníkem. Pracovní vřeteník koná vedlejší řezný pohyb - rotaci obrobku kolem osy Z (na stroji rotační osa C). Konstrukce vřeteníku umožňuje otočení kolem osy B₂ o 90° ve směru k broušicímu kotouči.

6.1 Konstrukční uspořádání původního vřeteníku

V současné době používaný unášecí vřeteník (v takzvaném univerzálním provedení) je navržen pro obrábění obrobků do hmotnosti 3000 kg mezi hroty, konstrukce umožňuje natáčení celého vřeteníku a broušení v mrtvých hrotech.



Obr. 6-1 Horizontální řez unášecím vřeteníkem [13]

- 1 - těleso vřeteníku; 2 - zadní radiální uložení; 3 - pouzdro aretace vřetene; 4 - vřeteno;
 5- tubus vřetene; 6 - přední axiální uložení; 7 - přední radiální uložení; 8 - řemenice pohonného vřetene; 9 - pohonná hřídel; 10 - řemenice unášení lícní desky; 11 - lícní deska;
 12 - upínací hrot; 13 - vyrážecí tyč

6.1.1 Pohon vřeteníku

Vřeteník je vybaven separátním pohonem unášení obrobku, vlastní vřeteno poz.4 není poháněno a neslouží k unášení. Pohon vřeteníku zajišťuje servomotor přes klínový řemenový převod poz.8 na Obr. 6-1, který pohání pohonnou hřídel poz.9. V přední části vřeteníku je na kuličkových ložiskách uložena řemenice poz.10 na tubus vřetene poz.5. Řemenice je hnána řemenovým převodem od pohonné hřídele a je spojena s unášecí deskou poz.11. Unášecí deskou jsou unášeny obrobky. Toto uspořádání pohonu vřeteníku umožňuje broušení v "mrtvých hrotech" (vřeteno se neotáčí). Broušení v mrtvých hrotech je přesnější než broušení v otočných hrotech, eliminuje se zde házení ložisek, hrotu a vlastního vřetene. V závislosti na typu hrotu a velikosti středících důlků, je toto broušení vhodné pro obrobky do hmotnosti cca 1000 - 1500 kg.

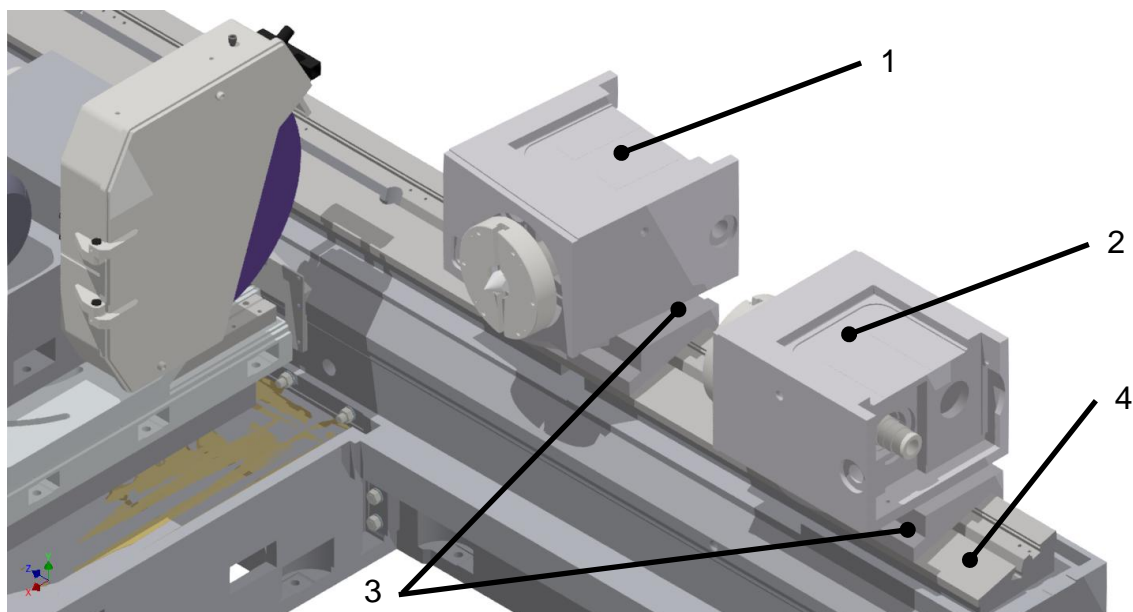
6.1.2 Uložení vřeteníku

Na Obr. 6-1 je znázorněn řez unášecím vřeteníkem poz.1, vedený osou vřetene. Vřeteno poz.4 je uloženo v tubusu poz.5, vpředu je radiálně uloženo v dvouřadém válečkovém ložisku (řada NN30) s vnitřní kuželovou dírou poz.7. Axiální uložení zajišťuje válečkové ložisko poz.6. V zadní části je vřeteno uloženo v radiálním dvouřadém válečkovém ložisku poz.2 (řada NN30), ložisko umožňuje teplotní deformace vřetene. Vřeteno má na výstupu nitridovaný a přesně broušený kužel Morse 6 (dle normy ČSN ISO 296), do kterého je upínán hrot poz.12. Středem vřetene vede díra pro průchod vyrážecí tyče poz.13, nebo dlouhého tenkého obrobku. Tubus s vřetenem je přesně uložen do tělesa vřeteníku poz.1. Na vřetení je umístěna objímka poz.3 pro aretaci vřetene. Aretace vřetene společně se separátním pohonem (viz 6.1.1) umožňuje broušení v mrtvých hrotech.

6.1.3 Těleso vřeteníku

Vřeteník je možné posouvat po stole brusky ve směru osy Z. Celé těleso vřeteníku Obr. 6-2 na poz.1,2 je otočně uloženo na základní desce poz.3. Deska je na sůl upínána pomocí T-šroubů. V desce je také ráčnový mechanismus s pastorkem pohybujícím se po hřebeni ve stole brusky, tím je

zajištěn pohyb vřeteníku po stole v ose Z. Těleso vřeteníku lze na základní desce natočit až o 90° směrem k broušicímu kotouči. Je možné tak brousit kuželovou plochu obvodem kotouče na dílu upnutém letmo. V současné době se však pro obrábění kuželových ploch využívá tvarové orovnění kotouče, společně s interpolací os. Případně se používá konstrukce brusky s otočným broušicím vřeteníkem.



Obr. 6-2 Otočení univerzálního unášecího vřeteníku [13]

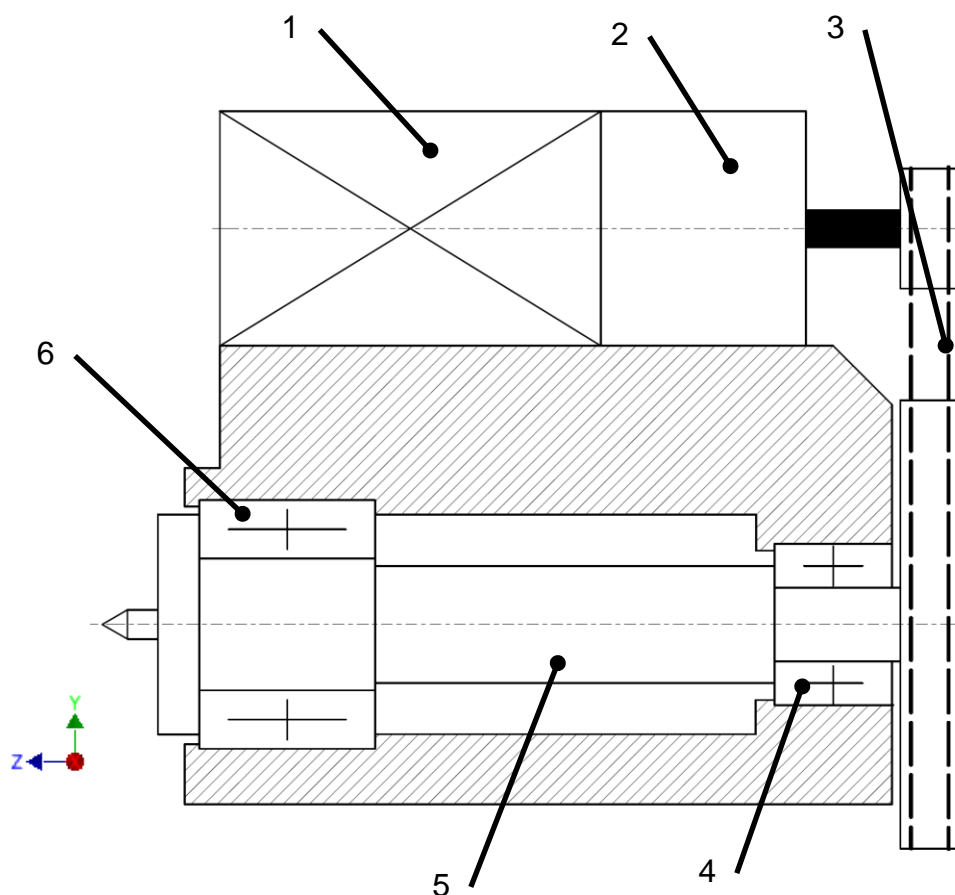
- 1 - těleso vřeteníku (natočené ke kotouči); 2 - těleso vřeteníku (standardní poloha);
3 - základní deska vřeteníku; 4 - stůl brusky

7 Konstrukční uspořádání navrženého vřeteníku

Navrhovaný vřeteník je určen pro obrábění obrobků do hmotnosti 5000 kg upnutých mezi hroty (tzv. těžké provedení). Tento požadavek vyžaduje přepracování všech konstrukčních celků vřeteníku.

7.1 Pohon vřetene (unášení obrobku)

Vzhledem k unášení obrobků až do hmotnosti 5000 kg, které jsou zpravidla podpírány šálovými lunetami, je potřebný vysoký krouticí moment vřetene. Unášení je v této variantě vřeteníku řešeno vlastním vřetenem (není zde separátní pohonná hřídel), vzhledem k hmotnostem obrobků se neuvažuje možnost broušení v mrtvých hrotech. Pohon vřetene, navržený dle schématu na Obr. 7-1, zajišťuje servomotor poz.1 s planetovou převodovkou poz.2. Krouticí moment je přenášen řemenovým převodem poz.3 na vřeteno.



Obr. 7-1 Schéma pohonu vřeteníku

- 1 - motor; 2 - převodovka; 3 - řemenový převod; 4 - zadní uložení vřetene; 5 - vřeteno;
6 - přední uložení vřetene

7.2 Možnosti uložení vřeteníku

Hlavním požadavkem na uložení vřetene je záchyt radiálních reakcí od hmotnosti obrobku, od řezných sil vznikajících při broušení a záchyt axiální síly od předepnutí obrobku koníkem. Nové provedení těžkého koníku umožňuje předepnutí obrobku až silou 30 kN. Dále je na uložení přímo závislá přesnost chodu vřetene. Je zachována koncepce uložení vřetene poz.5 ve valivých ložiskách, vpředu poz.6 axiálně radiální a vzadu poz.4 pouze radiální uložení s možností vyrovnání tepelných deformací. Bylo zváženo použití hydrostatických ložisek, případně hybridních (radiální hydrostatická / axiální valivá). Nasazení hydrostatických ložisek by sebou neslo potřebu přivést na vřeteník hydraulický tlakový olej, který by byl dodáván hydraulickým agregátem. Vzhledem ke složitosti, zásahu do koncepce brusky a ekonomické náročnosti tohoto řešení nebylo v návrhových variantách hydrostatické uložení dále uvažováno.

7.3 Těleso vřeteníku

Těleso vřeteníku v provedení pro těžké obrobky je spojené se základní deskou vřeteníku do jednoho celku. Odpadá zde požadavek na možnost natáčení unášecího vřeteníku směrem k broušicímu kotouči. Při obrábění kuželových ploch je počítáno s využitím interpolace os, případně natáčení broušicího vřeteníku. Těleso je tvořeno jedním tuhým odlitkem a je upínáno přímo na stůl brusky.

7.4 Návrh a volba varianty uložení

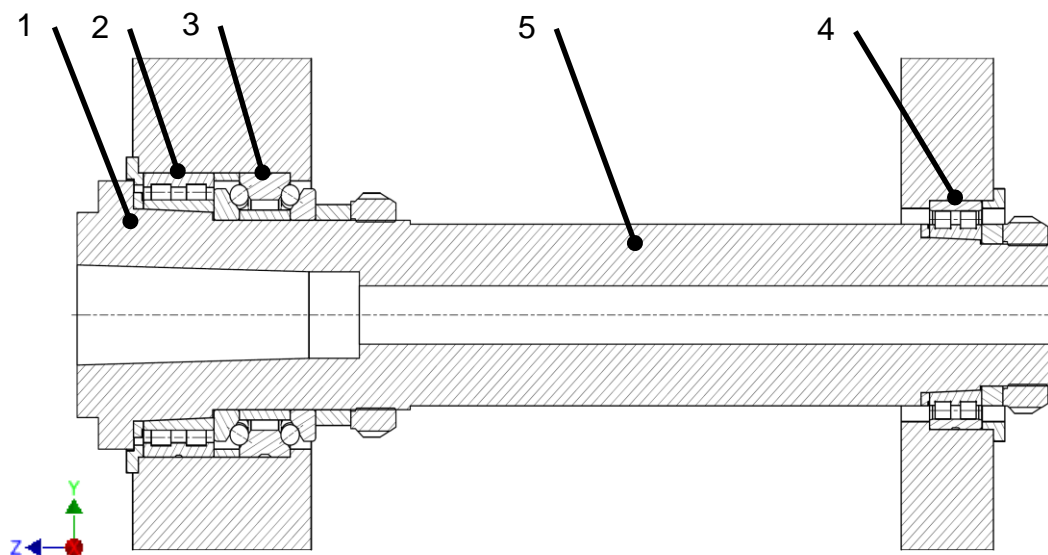
Konstrukce a tuhost vřeteníku závisí v první řadě na zvoleném způsobu uložení vřetene a návrhu vzdálenosti uložení. Jsou vypracovány tři varianty uložení ve valivých ložiskách. Na základě vybraných parametrů je zvolena varianta pro detailní konstrukční řešení.

7.4.1 Varianta 1

Varianta 1 je příkladem klasické konstrukce pomaluběžných vřeten viz Obr. 7-2. V přední části je vřeteno poz.1 radiálně uloženo v dvouřadém válečkovém

ložisku řady NNU49 poz.2 a axiálně uloženo v kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem řady BTW poz.3. Ložiska NNU se oproti ložiskům NN vyznačují vyšší radiální tuhostí, ale menší únosností. V případě návrhu unášecího vřeteníku jsou však nároky na tuhost ložiska natolik vysoké, že odpovídající ložisko z hlediska životnosti vyhovuje. Ložisko je volitelně vyráběno ve variantě s přídavkem na vnitřním kroužku ložiska, v rámci montáže je tento přídavek dobroušen přímo na vřetení upnutém do hrotů. Přesnost chodu vřetene v ložisku silně ovlivňuje házení vnitřního kroužku, po kterém obíhají valivé elementy. Dobroušením vnitřního kroužku na vřetení je toto házení eliminováno. Ložisko je zvoleno v provedení s kuželovou dírou, při montáži je nataženo na nabroušený kužel na vřetení a tak jsou vymezeny radiální vůle v ložisku. V zadní části je vřeteno uloženo pouze radiálně v ložisku řady NN30 poz.4, slouží k záchytu radiálních reakcí a umožňuje vyrovnávat teplotní deformace. Všechna ložiska jsou uložena přímo v tělese vřeteníku poz.5.

Takto uspořádané uložení vřetene splňuje požadavky na tuhost a rovněž na přesnost chodu vřetene. Všechna ložiska jsou vyráběná v řadách se zvýšenou přesností (P4 a lepší). Nevýhodou je složitější montáž a výroba. [24][25]



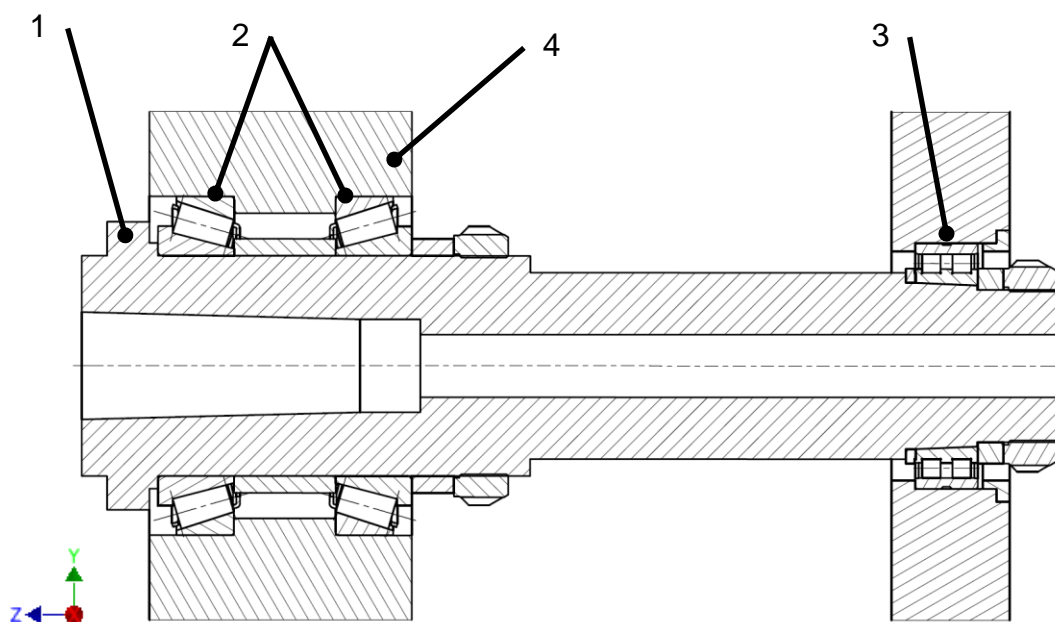
Obr. 7-2 Varianta uložení vřetene s válečkovým ložiskem

- 1 - vřeteno; 2 - přední radiální ložisko NNU; 3 - přední axiální ložisko BTW
4 - zadní radiální ložisko NN; 5 - těleso vřeteníku

7.4.2 Varianta 2

U druhé navržené varianty viz Obr. 7-3 je v přední části vřetene poz.1 řešeno axiálně radiální uložení v kuželíkových ložiskách řady 320-X poz.2. Ložiska spárována zády k sobě (tzv. do "O") mají zatěžovací přímky rozbíhající se k ose ložiska, což vytváří tuhé uložení ložiska, které je vhodné k přenášení klopných momentů. Dvojice ložisek může přenášet axiální zatížení v obou směrech, avšak pouze jedním ložiskem v každém směru. Kuželíková ložiska se rovněž vyznačují vysokou únosností. V zadní části je uložení řešeno jako u varianty 1 (7.4.1), pouze radiálně v ložisku řady NN30 poz.3.

Tato varianta se vyznačuje jednodušší výrobou a montáží předního uložení. Ve srovnání s variantou 1 odpadá broušení kuželové plochy, montáž a předpnutí ložiska na kuželové ploše. Hlavní nevýhodou je výroba ložisek pouze do třídy přesnosti P5. [24][25]



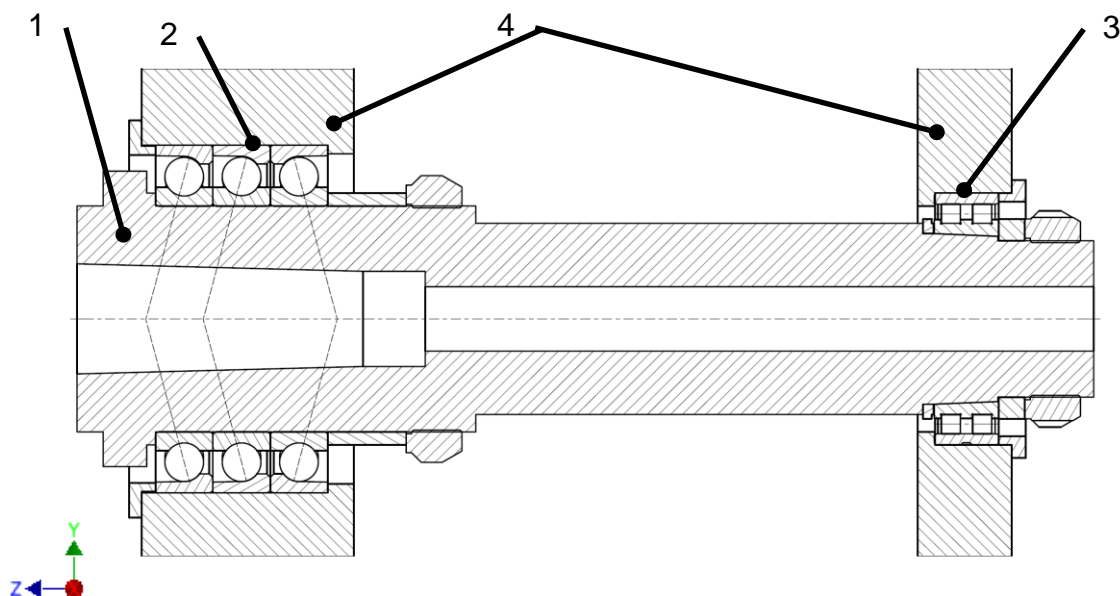
Obr. 7-3 Varianta uložení vřetene s kuželíkovými ložisky

- 1 - vřeteno; 2 - přední axiálně radiální uložení, ložiska 320-X do "O";
3 - zadní radiální ložisko NN; 4 - těleso vřeteníku

7.4.3 Varianta 3

Třetí varianta uložení vřetene viz Obr. 7-4 je navržena vpředu s axiálně radiálním uložením v kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem (uvažovaná ložiska řady 719,70,72). Jsou použita ložiska se stykovým úhlem 15° , která mají největší radiální tuhost (oproti ložiskům s větším stykovým úhlem). Ložiska jsou uspořádána v sadě TBT poz.2, dvě ložiska v tandemu, proti nim je jedno ložisko zády (do "O"). Dvě ložiska v tandemu umožňují přednímu uložení přenášet v jednom směru zvýšenou axiální sílu. Uspořádání TBT, se zatěžovacími přímkami rozebíhajícími se směrem k ose, poskytuje vysokou tuhost a umožňuje přenášet klopné momenty. V zadní části je uložení řešeno jako u varianty 1(7.4.1), pouze radiálně v ložisku řady NN30 poz.3.

Uložení vřetene dle varianty 3 splňuje požadavky na radiální tuhost, životnost ložiseka a přesnost chodu vřetene. Základní radiální tuhost je dána hodnotou předepnutí ložiskové sady. Po upnutí obrobku a jeho předepnutí koníkem dojde fakticky ke zvýšení předepnutí v prvních dvou ložiscích a vzroste i radiální tuhost ložisek. Axiální tuhost je oproti předchozím variantám nižší, deformace vřetene v ose Z nemá zásadní vliv na přesnost broušení a je tedy přijatelná. Výroba vřetene i montáž přední sady ložisek je jednodušší proti variantě 1(7.4.1). [24][25]



Obr. 7-4 Varianta uložení s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem

- 1 - Vřeteno; 2 - přední axiálně radiální uložení, ložiska řady 70 do "TBT";
- 3 - zadní radiální ložisko NN; 4 - těleso vřeteníku

7.5 Volba varianty uložení vřetene

Navržené varianty se liší předním uložením vřetene. Přední uložení má velký vliv na celkovou deformaci vřetene. Pro konečný návrh je vybrána varianta 3. Jedná se o variantu, využívající pro axiálně radiální uložení v přední části vřetene kuličková ložiska s kosoúhlým stykem spárovaná v sadě TBT. Tento typ uložení je dostatečně tuhý a ložiska jsou k dispozici ve variantě se zvýšenou přesností P4. Hodnota předpětí v ložiskách je dána nabroušením tloušťky kroužků z výroby, nebo je možné mezi první dvě a třetí ložisko zařadit distanční kroužky a rozdílem jejich délek nastavovat předepnutí. Při montáži již stačí pouze ložiska namontovat a stáhnout celou sadu KMT maticí. V rámci montáže odpadá opakovaná montáž, doměřování a dobrušování distancí.

Srovnání variant uložení vřetene			
	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Přesnost chodu ložiska	+	--	+
Radiální tuhost	+	+	+
Náročnost montáže	-	+	+
Náročnost výroby	-	+	+
Odolnost proti klopnému momentu	+	+	+
Bilance variant	+1	+2	+5
Pořadí dle vhodnosti varianty	2	3	1

Tabulka 7-1

- ++ velmi vhodné
- + vhodné
- nevhodné
- nevyhovující

8 Výpočtová část

8.1 Návrh pohonu

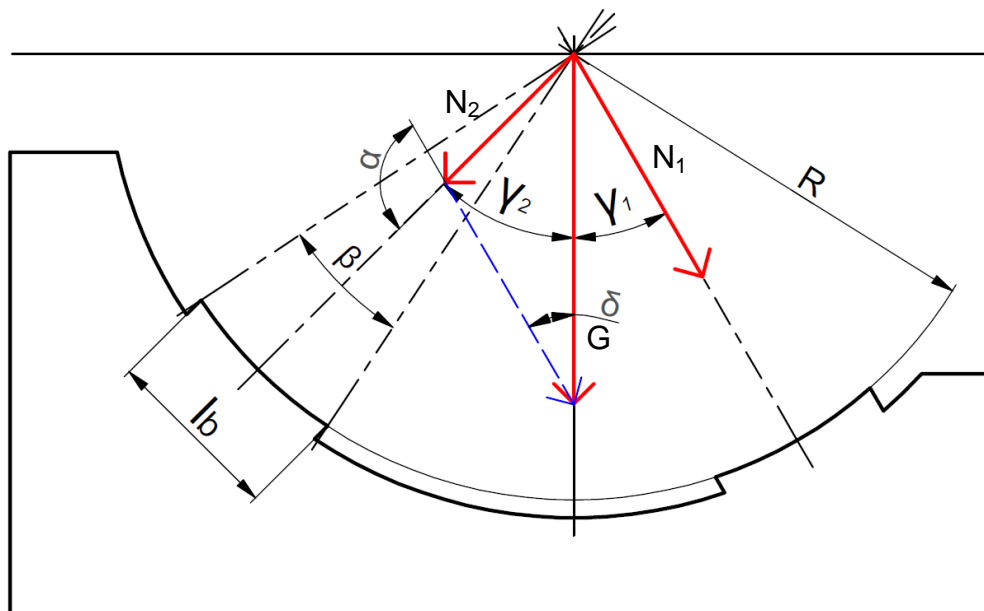
Pohon je navržen dle schématu Obr. 7-1, který se skládá z motoru, převodovky a řemenového převodu pohánějícího vřeteno.

Vstupní parametry - pohon	Hodnota
Otáčky obrobku pro hmotnost 5000kg	$n_o = 30 \text{ ot/min}$
Jmenovité otáčky	$n_{oj} = 100 \text{ ot/min}$
Průměr obrobku	$d_o = 2 \cdot R = 500 \text{ mm}$
Maximální hmotnost obrobku mezi hroty	$m_o = 5000 \text{ kg}$
Délka asmitového bloku lunety	$l_b = 100 \text{ mm}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Koeficient tření dynamický	$f_{dyn} = 0,3$
Koeficient tření statický	$f_{stat} = 0,5$
Úhel síly od svislice	$\gamma_1 = 30^\circ$
Úhel síly od svislice	$\gamma_2 = 45^\circ$

Tabulka 8-1 [13][19][26]

8.1.1 Výpočet třecího momentu v šálových lunetách

V této kapitole je popsán výpočet třecího momentu, který vzniká otáčením obrobku v šálové luneti. Tento moment je hlavní složkou momentu, na který je pohon vřeteníku navrhován.



Obr. 8-1 Rozložení sil na šálové luneti

V první fázi jsou vypočteny síly, kterými působí obrobek na jednotlivé bloky lunety.

- G_N - tíhová síla obrobku

$$G_N = m_o \cdot g = 5000 \cdot 9,81 = 49050 \text{ N} = 49,05 \text{ kN}$$

8-1

- β - úhel opásání obrobku jedním blokem lunety

$$\beta = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{l_b}{d} \right) = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{100}{500} \right) = 23^\circ 4' 26''$$

8-2

- α - pomocný úhel
- δ - pomocný úhel
- N_1 - Síla na blok lunety 30°
- N_2 - Síla na blok lunety 45°

$$\delta = 180^\circ - (\gamma_1 + \gamma_2) = 180^\circ - (30^\circ + 45^\circ) = 105^\circ$$

8-3

$$\alpha = 180^\circ - (\delta + \gamma_2) = 180^\circ - (30^\circ + 30^\circ) = 30^\circ$$

8-4

$$N_1 = \frac{\sin \gamma_2}{\sin \delta} \cdot G_N = \frac{\sin 45^\circ}{\sin 105^\circ} \cdot 49,05 = 35,097 \text{ kN}$$

8-5

$$N_2 = \frac{\sin \alpha}{\sin \delta} \cdot G_N = \frac{\sin 30^\circ}{\sin 105^\circ} \cdot 49,05 = 25,39 \text{ kN}$$

8-6

Dále je vypočten třecí moment vznikající při otáčení obrobku, ve výpočtu je použit dynamický součinitel tření pro materiály ocel/olovo. Asmit je z 78% tvořen olovem, zbylé kovy slitiny zlepšují kluznost, výpočet je tedy na straně bezpečnosti.

- M_{t1} - třecí moment na bloku lunety 30°
- M_{t2} - třecí moment na bloku lunety 45°
- M_T - celkový dynamický třecí moment vznikající v lunetě

$$M_{t1} = f_{dyn} \cdot N_1 \cdot \frac{d}{4} \cdot \frac{\pi \cdot \beta}{180^\circ} = 0,3 \cdot 35,097 \cdot \frac{500}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 23^\circ 4' 26''}{180^\circ} = 542,263 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8-7

$$M_{t2} = f_{dyn} \cdot N_2 \cdot \frac{d}{4} \cdot \frac{\pi \cdot \beta}{180^\circ} = 0,3 \cdot 25,39 \cdot \frac{500}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 23^\circ 4' 26''}{180^\circ} = 383,438 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8-8

$$M_{T_{dyn}} = M_{t1} + M_{t2} \doteq 926 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8-9

Při rozběhu vřeteníku je třecí moment, který musí pohon překonat, výrazně vyšší. Pro výpočet momentu je použit statický součinitel tření. Výpočet je identický s výpočtem $M_{T_{dyn}}$.

- M_{T_s} - celkový statický třecí moment

$$M_{T_{stat}} \doteq 1543 \text{ N} \cdot \text{m}$$

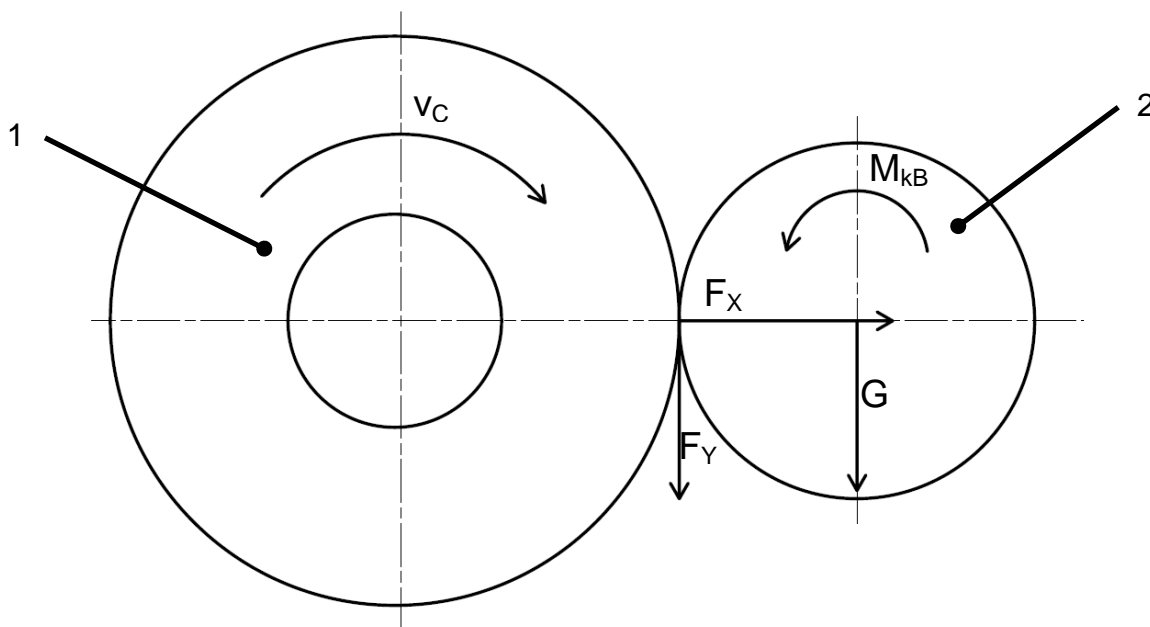
8-10

8.1.2 Výpočet zatížení od broušení, momentu od broušení a stanovení celkové radiální síly na vřeteno

Při výpočtu řezných sil jsou používány předpoklady z kapitoly 3.2.4 a je použit vzorec 3-2.

Vstupní parametry - výpočet sil od broušení	Hodnota
Tíhová síla obrobku	$G_N = 49,05 \text{ kN}$
Výkon broušícího vřeteníku	$P_{br} = 18 \text{ kW}$
Řezná rychlost	$v_c = 10 \text{ m/s}$
Průměr obrobku	$d_o = 500 \text{ mm}$

Tabulka 8-2



Obr. 8-2 Síly od broušení

1 -broušící kotouč; 2 -obrobek

- F_y - síla od broušení působící ve směru osy Y (souhlasně s G)
- F_x - síla od broušení působící ve směru osy X (kolmo na G)

$$F_y = \frac{P_{br}}{v_c} = \frac{18000}{10} = 1800 \text{ N} = 1,8 \text{ kN}$$

8-11

$$F_x = 2 \cdot F_y = 2 \cdot 1,8 = 3,6 \text{ kN}$$

- F_{Ny} - celková síla ve směru osy Y působící na unášecí vřeteník

$$F_{Ny} = \frac{1}{2} [G + F_y] = \frac{1}{2} [49,05 + 1,8] = 25,425 \text{ kN}$$

8-12
[8]

Pro porovnávací návrh vřetene a jeho uložení je použita pouze síla působící v ose Y, složka síly od broušení ve směru osy X má na celkové zatížení minimální vliv (~ 60N) a je pro původní i navrhované vřeteno stejná. Pro pevnostní kontrolu je použita celková síla zahrnující sílu od hmotnosti obrobku síly od obrábění v rovině X-Y.

- F_{celk} - celková síla působící na hrot vřetene v ose X-Y

$$F_{celk} = \sqrt{F_{Ny}^2 + \left(\frac{F_x}{2}\right)^2} = \sqrt{25,425^2 + \left(\frac{3,6}{2}\right)^2} = 25,489 \text{ kN}$$

8-13

- M_B - krouticí moment působící na obrobek od řezných sil

$$M_{kB} = F_y \cdot \frac{d_o}{2} = 1,8 \cdot \frac{500}{2} = 450 \text{ Nm}$$

8-14

8.1.3 Volba motoru a převodovky

Dle požadavků a předchozích výpočtů, musí pohon vřeteníku poskytovat na konci vřetene trvalý krouticí moment který se rovná součtu momentu od broušení a třecího momentu v lunetě. Otáčky při maximálním momentu jsou stanoveny na $n_o = 30 \text{ ot/min}$. Pohon musí být schopen dosáhnout jmenovitých otáček vřetene $n = 100 \text{ ot/min}$, pouze pomocí řízení servomotoru frekvenčním měničem.

- M_{kN} - návrhový krouticí moment

$$M_{kN} = M_{kB} + M_{Tdyn} = 450 + 926 = 1376 \text{ Nm}$$

8-15

Následně je vyspecifikován servomotor, planetová převodovka a řemenový převod (dle schématu Obr. 7-1).

Servomotor	Parametry
Typ	1FT7108 – 5SC7
Výkon	$P_m = 15,3 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_{mj} = 2000 \text{ ot/min}$
Jmenovitý moment	$M_{kj} = 73 \text{ N} \cdot \text{m}$

Tabulka 8-3 [27]

Na základě zvoleného motoru je vypočten požadovaný převod a je vyspecifikována planetová převodovka.

- $i_{c\check{z}}$ - vhodný převodový poměr

$$i_{c\check{z}} = \frac{M_{kN}}{M_{kj}} = \frac{1376}{73} = 18,85$$

8-16

Je zvolena jednostupňová planetová převodovka firmy Apex Dynamics.

Planetová převodovka	Parametry
Typ	AF180 – 010 – S1 – P1
Převod převodovky	$i_{p\check{r}} = 10$
Jmenovitý výstupní moment	900Nm
Maximální výstupní moment (zastavení)	2700Nm
Jmenovité vstupní otáčky	3000 ot/min

Tabulka 8-4 [14]

- $M_{kp\check{r}}$ - výstupní moment převodovky
- $n_{p\check{r}}$ - výstupní otáčky převodovky

$$M_{kp\check{r}} = M_{kj} \cdot i_{p\check{r}} = 73 \cdot 10 = 730 \text{ Nm}$$

8-17

$$n_{p\check{r}} = \frac{n_{mj}}{i_{p\check{r}}} = \frac{2000}{10} = 200 \text{ ot/min}$$

8-18

Dále je navržen řemenový převod pomocí softwaru Design Flex společnosti Gates. Výpis z programu viz Příloha 1.

Řemenový převod	Parametry
Typ řemenu	14MGT – 1260 – 68
Převod řemenového převodu	$i_{\check{r}} = 1,88$
Síla od předepnutí řemene	$F_{\check{r}} = 8412 \text{ N}$

Tabulka 8-5

- i_{celk} - celkový převod pohonu

$$i_{celk} = i_{p\check{r}} \cdot i_{\check{r}} = 10 \cdot 1,88 = 18,8$$

8-19

Dle navržených komponent pohonu jsou výsledné parametry vřeteníku:

- M_{kV} - krouticí moment vřetene
- n_V - otáčky vřetene

$$M_{kV} = M_j \cdot i_{\text{celk}} = 73 \cdot 18,8 = 1372 \text{ Nm}$$

8-20

$$n_V = \frac{n_{mj}}{i_{\text{celk}}} = \frac{2000}{18,8} \doteq 106 \text{ ot/min}$$

8-21

Výsledný moment na vřetenu je o 4 Nm nižší než požadovaný moment. Výpočet však počítá s jmenovitou hodnotou krouticího momentu odpovídající jmenovitým otáčkám. Při maximálním zatížení vřetene je požadováno pouze 30 ot/min. Tato hodnota odpovídá 564 ot/min na motoru. Při těchto otáčkách je motor možné trvale zatížit až 85 Nm (viz katalogový list Příloha 2). Výsledný moment na vřetenu dosahuje 1598 Nm. Pohon umožňuje trvalý provoz při požadovaných parametrech. Pro rozběh vřeteníku je požadován krouticí moment odpovídající statickému třecímu momentu $M_{T\text{stat}} = 1543 \text{ Nm}$, tomuto parametru pohon vyhovuje.

8.2 Návrh vřetene a ložisek

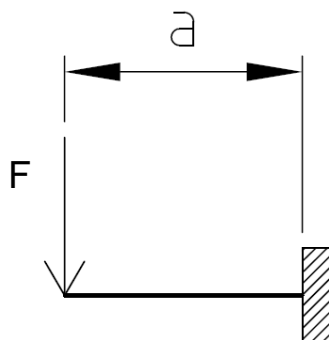
V této kapitole je popsán vývoj návrhu hlavních rozměrů vřetene a volba ložisek předního a zadního uložení vřetene. Hlavním požadavkem navrhovaného vřetene je zachování tuhosti na úrovni původního vřetene (pro obrobek do hmotnosti 3000 kg), při současném zvýšení maximální hmotnosti obrobku upínaného mezi hroty na 5000 kg. Celý návrh je tedy realizován metodou porovnávání původní a navrhované varianty. Veličiny s indexem "P" odkazují na původní variantu vřetene, veličiny navrhovaného vřetene mají index "N".

Vstupní parametry - vřeteno původní (uložení)	Hodnota
Maximální hmotnost obrobku mezi hroty	$m_{oP} = 3000 \text{ kg}$
Modul pružnosti	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Tíhová síla obrobku	$G_P = m_{oP} \cdot g = 29,43 \text{ kN}$
Délka převislé části původního vřetene	$a_P = 170 \text{ mm}$
Průměr původního vřetene pod předním ložiskem	$D_P = 106 \text{ mm}$
Průměr díry v ose původního vřetene	$d_P = 59 \text{ mm}$

Tabulka 8-6

8.2.1 První fáze návrhu vřetene

První fáze návrhu je realizována pouze s převislým koncem vřetene. Jedná se o část od působíště síly na vřeteno (hrot vřetene) až do středu předního radiálního ložiska. Pro prvotní stanovení deformace převislé části vřetene je úloha převedena na vetknutý nosník viz Obr. 8-3. Na tomto zjednodušeném modelu je navržen průměr vřetene pod předním ložiskem, který je základním rozměrem pro konstrukci celého vřetene. Na převislé části vřetene dochází k jeho největší deformaci a v místě předního uložení je rovněž největší ohybový moment.



Obr. 8-3 Vetknutý nosník - náhrada převislé části vřetene

- F_P - síla působící na hrot unášecího vřeteníku

$$F_P = \frac{G_P}{2} = \frac{29,43}{2} = 14,715 \text{ kN}$$

8-22

- Δy_P - deformace vřetene v místě a směru působení síly F
- J_{xP} - kvadratický moment průřezu

$$J_{xP} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_P^4 - d_P^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (106^4 - 59^4) = 5,602 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

8-23

$$\Delta y_P = \frac{F_P \cdot a_P^3}{3 \cdot E \cdot J_P} = \frac{14,715 \cdot 170^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,602 \cdot 10^6} = 2,05 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,0205 \text{ mm}$$

8-24

Na základě spočítané deformace Δy_P je navržen průměr vřetene, pod předním ložiskem, pro zvýšené zatížení. Délku převislé části vřetene volím předběžně $a_n = 200$ mm, přesná délka je stanovena během konstrukce vřetene. Díra ve vřeteni je zachována stejná jako u původního vřetene.

Vstupní parametry - vřeteno navržené (uložení)	Hodnota
Maximální hmotnost obrobku mezi hroty	$m_{oN} = 5000$ kg
Modul pružnosti	$E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
Gravitační zrychlení	$g = 9,81$ m/s ²
Tíhová síla obrobku	$G_N = m_{oN} \cdot g = 49,05$ kN
Délka převislé části navrhovaného vřetene	$a_N = 200$ mm
Průměr díry v ose navrhovaného vřetene	$d_N = 59$ mm

Tabulka 8-7

Volím řadu průměrů, pro které je spočítán kvadratický moment průřezu dle vzorce 8-23.

$$D_N = \begin{bmatrix} 106 \\ 110 \\ 120 \\ 130 \\ 140 \\ 150 \\ 160 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

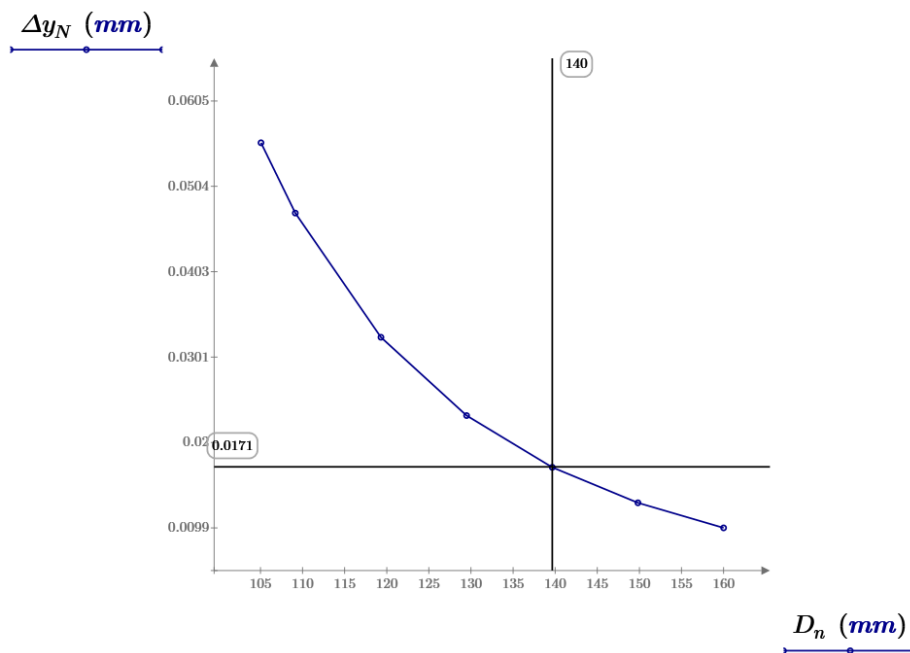
8-25

$$J_{xN} = \begin{bmatrix} 5,602 \\ 6,592 \\ 9,584 \\ 13,430 \\ 18,260 \\ 24,260 \\ 31,580 \end{bmatrix} 10^6 \text{ mm}^4$$

8-26

Následně jsou spočítány deformace pro jednotlivé průřezy dle vzorce 8-24. Vhodný průměr je stanoven porovnáním s deformací původního vřetene.

$$\Delta y_N = \begin{bmatrix} 0,0556 \\ 0,0472 \\ 0,0325 \\ 0,0232 \\ 0,0171 \\ 0,0128 \\ 0,0099 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

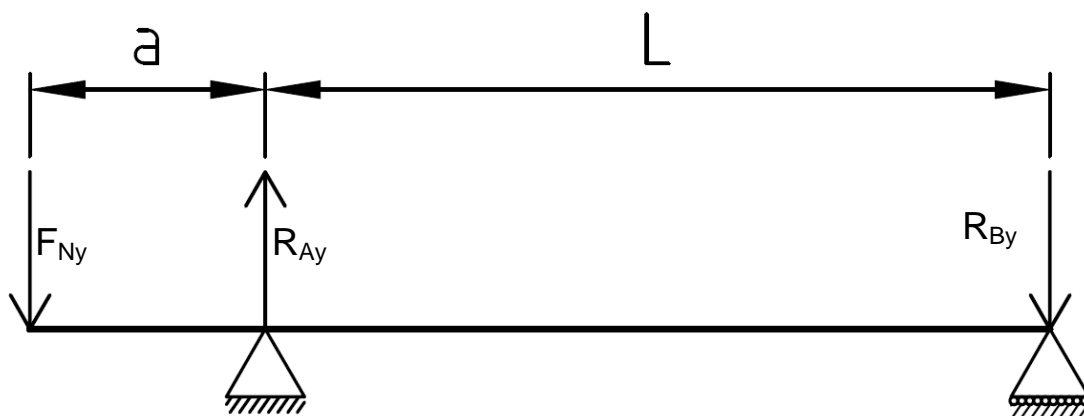


Obr. 8-4 Graf deformace konce vřetene, dle průměru pod ložiskem

Dle vypočtené deformace konce vřetene volím průměr pod ložisky $D_{NL}= 140$ mm. Ostatní průměry vřetene jsou stanoveny v průběhu vlastní konstrukce s ohledem na deformaci na konci vřetene. [4]

8.2.2 Druhá fáze návrhu vřetene

V této fázi je vřeteno nahrazeno převislým nosníkem na dvou podpěrách (podpěry nahrazují uložení v ložiskách).



Obr. 8-5 Převislý nosník na dvou podpěrách - náhrada vřetene

Délka nosníku mezi podpěrami je v této fázi převzata z původního vřetene, jedná se o délku mezi radiálními ložisky. Níže jsou vypočteny reakce

v podpěrách, v specifikována ložiska. Průměr nosníku je stanoven jako průměr prvního osazení za průměrem pod předním ložiskem, který je téměř v celé délce mezi ložisky. V oblasti převislého konce reprezentuje zvolený průměr nosný profil úseku, tímto zjednodušením je výpočet na straně bezpečnosti.

Vstupní parametry - vřeteno	Hodnota
Síla působící na hrot vřetene	$F_{Ny} = 25,425 \text{ kN}$
Modul pružnosti	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Délka převislé části navrhovaného vřetene	$a_N = 200 \text{ mm}$
Průměr navrhovaného vřetene	$D_N = 135 \text{ mm}$
Průměr díry v ose navrhovaného vřetene	$d_N = 50 \text{ mm}$
Délka vřetene mezi ložisky	$L_P = 503 \text{ mm}$
Radiální tuhost předního ložiska původní varianty	$k_{ALP} = 2330 \text{ N/}\mu\text{m}$
Radiální tuhost zadního ložiska původní varianty	$k_{BLP} = 1970 \text{ N/}\mu\text{m}$

Tabulka 8-8

- R_{Ay} - reakce předního uložení
- R_{By} - reakce zadního uložení

$$R_{Ay} = \frac{F_{Ny} \cdot (a_N + L_P)}{L_{N1}} = \frac{25,425 \cdot (200 + 503)}{503} = 35,534 \text{ kN}$$

8-27

$$R_{By} = \frac{F_{Ny} \cdot a_N}{L_P} = \frac{25,425 \cdot 200}{503} = 10,109 \text{ kN}$$

8-28

- Δy - deformace vřetene v místě působení síly F
- k_{Al} - tuhost předního ložiska
- k_{Bl} - tuhost zadního ložiska

$$\Delta y = \frac{R_{Ay}}{k_{AL}} \cdot \frac{a_N + L_P}{L_P} + \frac{R_{By}}{k_{BL}} \cdot \frac{a_N}{L_{N1}} + \frac{F_{Ny} \cdot a_N^2 \cdot (a_N + L_P)}{3 \cdot E \cdot J}$$

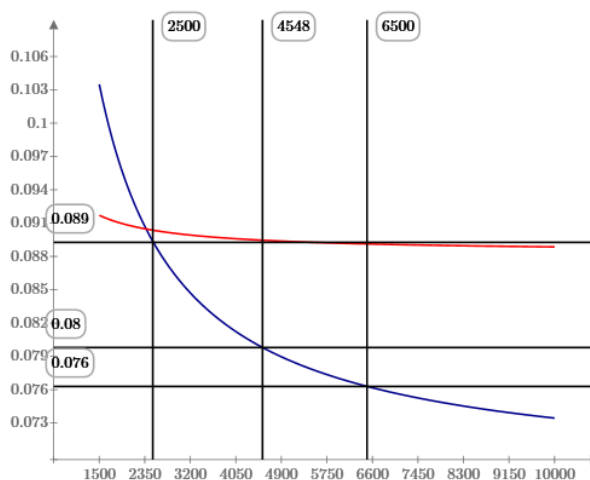
8-29

Dále je navrženo uložení vřeteníku dle vybrané varianty (viz kapitola 7.5). Hlavním kritériem při specifikaci ložisek je výsledná deformace na konci vřetene. Na Obr. 8-6 je znázorněna závislost deformace konce vřetene na tuhosti předního uložení (Def_{kA}) a zadního uložení (Def_{kB}). Graf je vytvořen použitím vzorce 8-29. Nezávisle proměnná k_i (na grafu osa X) je tuhost

zkoumaného uložení (přední uložení/zadní uložení), tuhost druhého uložení je v daném výpočtu konstantní a v této fázi je použita tuhost ložisek původního vřetene.

$$\underline{Def_{kA}(k_l) \text{ (mm)}}$$

$$\underline{Def_{kB}(k_l) \text{ (mm)}}$$



$$\underline{\underline{k_l \left(\frac{N}{\mu m} \right)}}$$

Obr. 8-6 Závislost deformace konce vřetene dle tuhosti uložení

Z grafu (viz Obr. 8-6) je patrná malá závislost deformace konce vřetene na tuhosti zadního uložení. Dle vybrané varianty uložení (varianta 3 kap. 7.4.3) a rozměrů vřetene navržených v průběhu konstrukce vřetene je zvoleno dvouřadé válečkové ložisko NN3021-AS-K-M-SP.

Tuhost předního uložení má značný vliv na deformaci na konci vřetene, do hodnoty tuhosti $\approx 4500 \text{ N}/\mu\text{m}$ je pokles deformace při zvyšující se tuhosti výrazný. Pro přední uložení vřetene je zvolena sada (TBT) kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem B7028-C-2RSD-T-P4S. [1][4][5][15]

8.2.3 Výpočet vlastností sady ložisek předního uložení

Katalogové parametry ložisek jsou udávány pro jedno ložisko. Na základě zvolených ložisek předního uložení v sadě TBT jsou vypočteny hodnoty pro celou sadu.

Parametry ložiska B7028-C-2RSD-T-P4S	Hodnota
Průměr vnějšího kroužku ložiska	$D_L = 210 \text{ mm}$
Průměr vnitřního kroužku ložiska	$d_L = 140 \text{ mm}$
Dynamická únosnost ložiska	$C_{dynL} = 146 \text{ kN}$
Statická únosnost ložiska	$C_{statL} = 160 \text{ kN}$
Koeficient dynamické únosnosti pro sadu TBT	$h_{dynTBT} = 1,62$
Koeficient statické únosnosti pro sadu TBT	$h_{statTBT} = 2$
Axiální tuhost ložiska	$k_{aL} = 240,1 \text{ N}/\mu\text{m}$
Konstanta pro trvanlivost tukové náplně	$h_f = 0,75$
Stykový úhel kuliček ložiska	$\beta_L = 15^\circ$
Koeficient radiální tuhosti pro sadu TBT	$h_{TBT} = 1,36$
Předepnutí ložiskové sady	$F_{př} = 2,775 \text{ kN}$
Síla předepnutí od koníku	$F_K = 30 \text{ kN}$
Jmenovité otáčky vřetene	$n_{vj} = 100 \text{ ot/min}$

Tabulka 8-9

- C_{dynTBT} - dynamická únosnost sady ložisek TBT
- $C_{statTBT}$ - statická únosnost sady ložisek TBT
- k_{rL} - radiální tuhost ložiska
- k_{rTBT} - radiální tuhost sady ložisek TBT
- MF_L - mazací faktor ložisek
- F_{Az} - celková axiální síla působící na sadu TBT

$$C_{dynTBT} = C_{dynL} \cdot h_{dynTBT} = 146 \cdot 1,62 \doteq 236,5 \text{ kN}$$

8-30

$$C_{statTBT} = C_{statL} \cdot h_{statTBT} = 160 \cdot 2 = 320 \text{ kN}$$

8-31

$$k_{rL} = \frac{k_{aL}}{(\tan(\beta_L))^2} = \frac{240,1}{(\tan(15^\circ))^2} \doteq 3344,2 \text{ N}/\mu\text{m}$$

8-32

$$k_{rTBT} = k_{rL} \cdot h_{TBT} = 3344,2 \cdot 1,36 \doteq 4548 \text{ N}/\mu\text{m}$$

8-33

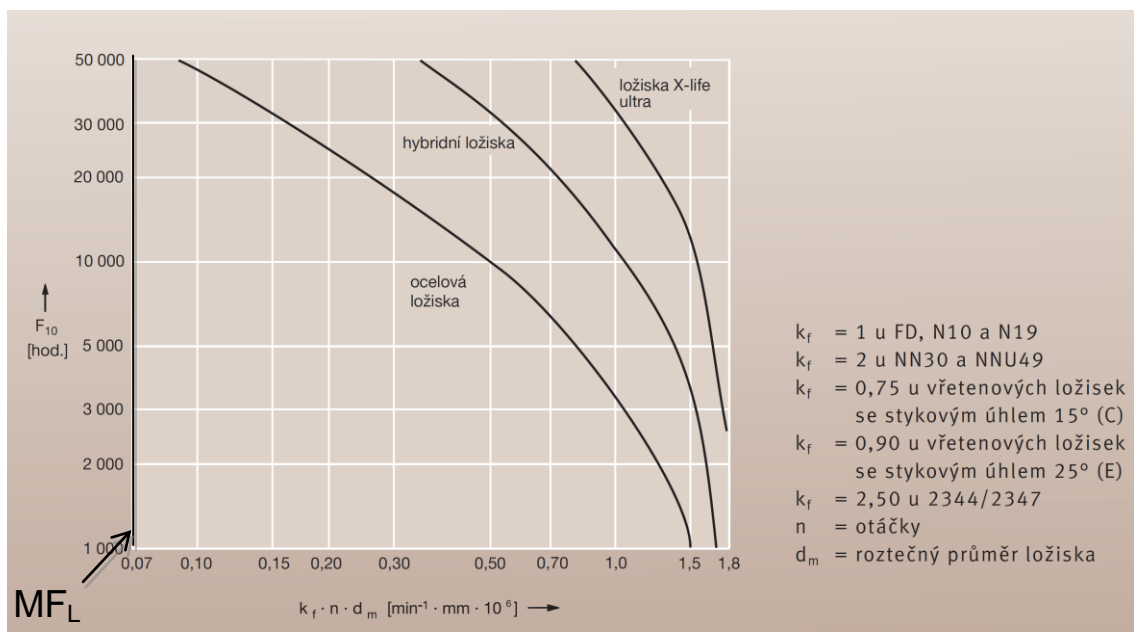
$$MF_L = h_f \cdot n_{vj} \cdot \frac{D_L + d_L}{2} = 0,75 \cdot 100 \cdot \frac{210 + 140}{2} \doteq 0.013 \text{ mm/min}$$

8-34

$$F_{Az} = F_{př} + F_K = 30 + 2,775 = 32,775 \text{ kN}$$

8-35

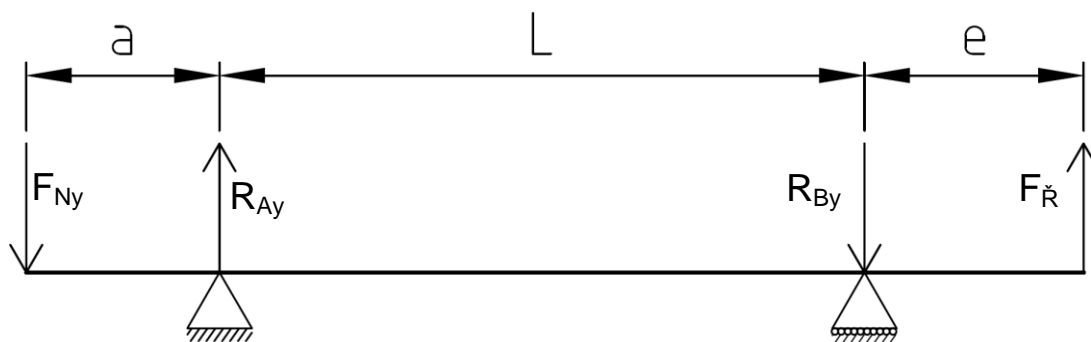
Trvanlivost vřetenových ložisek neovlivňuje pouze únavová životnost daná únosnostmi ložiska. Rozhodujícím faktorem, z hlediska trvanlivosti, je v některých případech trvanlivost tukové náplně. Vzhledem k malým provozním otáčkám vřetene je trvanlivost tukové náplně ložisek dostatečná viz Obr. 8-7. [15][16]



Obr. 8-7 Trvanlivost tukové náplně [15]

8.2.4 Výpočet vzdálenosti ložisek

Na výslednou deformaci konce vřetene (působí síla F_{Ny}) má velký vliv vzdálenost mezi předním a zadním uložením (délka L). Zkracováním vzdálenosti mezi uložením vřetene vzrůstají reakce v uložení a tím vzrůstají i deformace ložisek. Zároveň se snižuje deformace vlastního vřetene. V opačném případě (prodlužování délky L) naopak roste deformace vlastního vřetene a klesají deformace v ložiskách. Vhodná délka L je kompromisem mezi deformací vřetene, deformací ložisek, únosností ložisek a konstrukčně přijatelných rozměrů. Pro zpřesnění této fáze výpočtu je zjednodušený model vřetene doplněn o sílu F_R , která vzniká při napnutí řemene pohonu. Dále je prodloužena přední převislá část vřetene, tento rozměr vychází z konstrukce uzavíracích a těsnicích vík.



Obr. 8-8 Oboustranně převislý nosník na dvou podpěrách - náhrada vřetene

Vstupní parametry - vřeteno	Hodnota
Síla působící na hrot vřetene	$F_{Ny} = 25,425 \text{ kN}$
Síla od předepnutí řemene	$F_{\check{R}} = 5 \text{ kN}$
Modul pružnosti	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Délka převislé části navrhovaného vřetene	$a = 237 \text{ mm}$
Délka převislé části navrhovaného vřetene	$e = 170 \text{ mm}$
Průměr návrhový vřetene	$D_N = 135 \text{ mm}$
Průměr díry v ose navrhovaného vřetene	$d_N = 50 \text{ mm}$
Radiální tuhost předního ložiskové sady TBT	$k_{A \text{ TBT}} = 4548 \text{ N}/\mu\text{m}$
Radiální tuhost zadního ložiska	$k_{B1} = 2320 \text{ N}/\mu\text{m}$

Tabulka 8-10

- R_{Ay} - reakce předního uložení
- R_{By} - reakce zadního uložení

$$R_{Ay} = \frac{F_{Ny} \cdot a + F_{Ny} \cdot L + F_{\check{R}} \cdot e}{L}$$

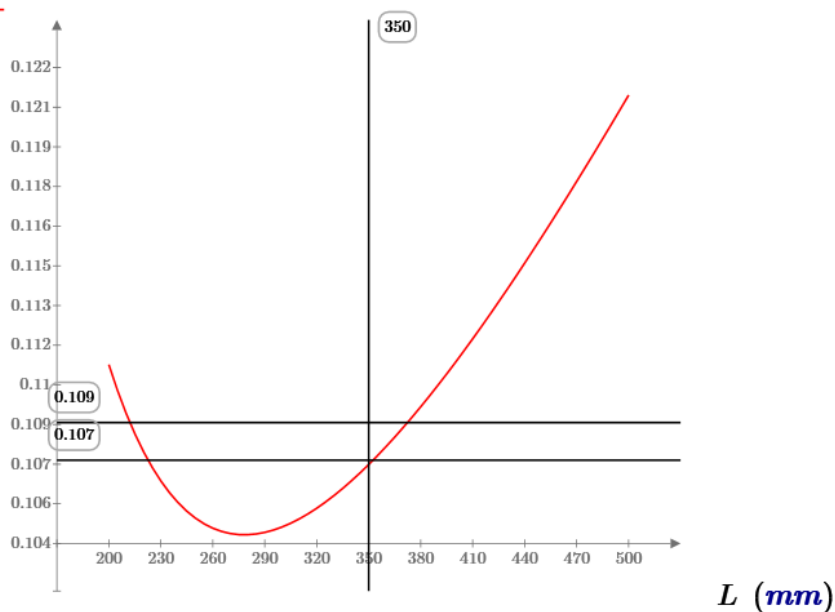
8-36

$$R_{By} = \frac{F_{Ny} \cdot a + F_{\check{R}} \cdot L + F_{\check{R}} \cdot e}{L}$$

8-37

Analogicky dle rovnice 8-29 je vytvořen graf (viz Obr. 8-9) závislosti deformace předního konce vřetene (Def_L) dle vzdálenosti mezi uloženími L .

$Def_L(L)$ (mm)



Obr. 8-9 Závislost deformace konce vřetene dle vzdálenosti uložení

Z grafu je patrné, že oproti původní variantě vřeteníku (s délkou $L = 503$ mm) je výhodné zkrátit vzdálenost mezi předním a zadním uložením. V rámci konstrukce vřetene je stanovena délka mezi uloženími $L_V = 350$ mm. [1][5]

8.3 Kontrolní výpočty

V závěru výpočtové části je porovnána deformace původního vřeteníku s deformací vřeteníku navrženého. Dále je provedena kontrola životnosti ložisek.

8.3.1 Výpočet deformace vřetene a porovnání s původním vřetenem

Pro kontrolní výpočet jsou analogicky použity rovnice 8-29. Pro navržené vřeteno jsou použity rovnice reakcí 8-36 a 8-37. Pro původní vřeteno jsou použity rovnice reakcí 8-27, 8-28.

- Δy_V - maximální deformace konce vřetene
- Δy_P - maximální deformace konce původního vřetene

$$\Delta y_V = 0,107 \text{ mm}$$

8-38

$$\Delta y_P = 0,124 \text{ mm}$$

8-39

Deformace navrženého vřetene je menší než deformace vřetene původního.

8.3.2 Výpočet trvanlivosti ložisek

Pro výpočet radiálních zatížení ložisek jsou použity rovnice reakcí 8-36 a 8-37. Pro trvanlivost ložisek v letech je uvažováno 256 pracovních dní v roce a osmihodinové hodinové směny. Výpočet je proveden pro ložiska předního uložení B7028-C-2RSD-T-P4S a pro ložisko zadního uložení NN3021-AS-K-M-SP.

Parametry pro výpočet životnosti ložisek	Hodnota
Průměr vnějšího kroužku ložiska	$D_L = 210 \text{ mm}$
Průměr vnitřního kroužku ložiska	$d_L = 140 \text{ mm}$
Dynamická únosnost sady TBT	$C_{dynTBT} = 236,5 \text{ kN}$
Statická únosnost sady TBT	$C_{statTBT} = 320 \text{ kN}$
Koeficient ekvivalentního dynamického zatížení	$x_2 = 0,41$
Koeficient ekvivalentního dynamického zatížení	$y_2 = 0,87$
Radiální reakce v místě předního uložení	$R_{Ay} \doteq 45 \text{ kN}$
Axiální působící na přední uložení	$F_{Az} = 32,775 \text{ kN}$
Radiální reakce v místě zadního uložení	$R_{By} \doteq 25 \text{ kN}$
Dynamická únosnost ložiska NN	$C_{dynNN} = 190 \text{ kN}$
Statická únosnost ložiska NN	$C_{statNN} = 310 \text{ kN}$
Exponent trvanlivosti - kuličková ložiska	$t_{TBT} = 3$
Exponent trvanlivosti - válečková ložiska	$t_{NN} = 10/3$
Otáčky vřetene	$n_V = 100 \text{ ot/min}$

Tabulka 8-11 [15][16][25]

- P_A -ekvivalentní dynamické zatížení předního uložení
- P_B -ekvivalentní dynamické zatížení zadního uložení

$$P_A = x_2 \cdot R_{Ay} + y_2 \cdot F_{Az} = 0,41 \cdot 45 + 0,87 \cdot 32,775 = 46.964 \text{ kN}$$

8-40

$$P_B = R_{By} = 25 \text{ kN}$$

8-41

- L_{10TBT} - trvanlivost ložiska v milionech otáček
- L_{10hTBT} - trvanlivost ložiska v provozních hodinách
- $L_{10LetTBT}$ - trvanlivost ložiska v rocích

$$L_{10TBT} = \left(\frac{C_{dynTBT}}{P_A} \right)^{t_{TBT}} = \left(\frac{236,5}{46,964} \right)^3 = 127,7 \cdot 10^6 / \text{ot}$$

8-42

$$L_{10hTBT} = \frac{10^6}{60 \cdot n_v} \cdot L_{10TBT} = \frac{10^6}{60 \cdot 100} \cdot 127,7 = 21288,8 \text{ hod}$$

8-43

$$L_{10LetTBT} = \frac{L_{10hTBT}}{\text{dni} \cdot \text{hodni}} = \frac{21288,8}{256 \cdot 8} \doteq 10,4 \text{ roku}$$

8-44

- $L_{10LetNN}$ - trvanlivost zadního NN ložiska v rocích

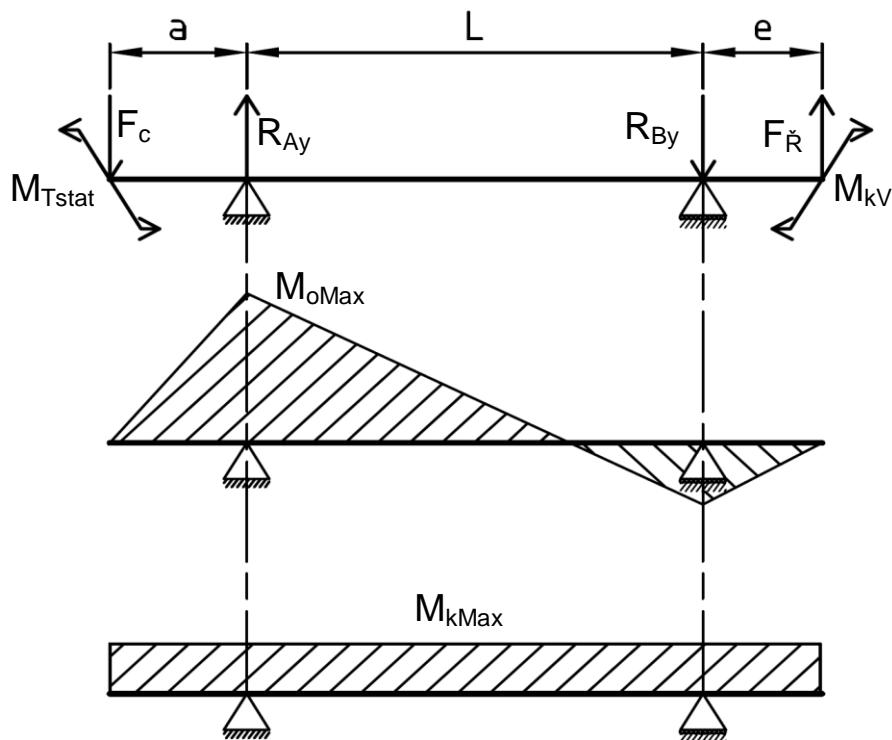
$$L_{10LetTBT} \doteq 49 \text{ roku}$$

8-45

Ložiska vykazují dostatečnou trvanlivost. Výpočet je proveden pro maximální otáčky vřetene, v praxi bude vřeteno pracovat i za nižších otáček a trvanlivost ložisek tedy bude vyšší. Pro kontrolu je trvanlivost sady ložisek TBT zkontrolována výpočtem na stránkách výrobce ložisek (INA/FAG). Výpočet pracuje s teorií, že první ložisko sady nese 60 % radiálního a 50 % axiálního zatížení. Výsledný protokol viz Příloha 3. [15][16][25]

8.3.3 Pevnostní kontrola vřetene

Vřeteno je navrženo s ohledem na deformace konce vřetene v ose Y. Je nutné potvrdit, že vřeteno splňuje i pevnostní podmínku, kterou je bezpečnost k mezi kluzu. Vřeteno je namáháno ohybovým momentem a krouticím momentem. V tomto výpočtu je uvažováno zatížení vřetene na upínacím hrotu silou F_c (viz kapitola 8.1.2) a krouticím momentem odpovídajícím statickému třecímu momentu M_{Tstat} , kterým je vřeteno zatíženo při rozběhu s obrobkem upnutým v šálových lunetách. Maximální ohybový moment je v místě předního uložení vřetene, v tomto místě bude provedena kontrola na kombinované namáhání.



Obr. 8-10 Rozložení ohybového a kroutícího momentu na vřeteni

Vstupní parametry - vřeteno	Hodnota
Síla působící na hrot vřetene	$F_c = 25,489 \text{ kN}$
Délka převislé části navrhovaného vřetene	$a = 234 \text{ mm}$
Průměr navrhovaného vřetene	$D_N = 135 \text{ mm}$
Průměr díry v ose navrhovaného vřetene	$d_N = 50 \text{ mm}$
Maximální kroutící moment	$M_{kMax} = M_{Tstat} = 1543 \text{ Nm}$
Minimální mez kluzu materiálu 14220	$Re_{min} = 500 \text{ MPa}$

- M_{oMax} - maximální ohybový moment
- W_o - průřezový modul v ohybu
- σ_o - ohybové napětí

$$M_{oMax} = F_c \cdot a = 25,489 \cdot 234 = 6,026 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

8-46

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_N^4 - d_N^4)}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(135^4 - 50^4)}{135} = 2,37 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

8-47

$$\sigma_o = \frac{M_{oMax}}{W_o} = \frac{6,026 \cdot 10^3}{2,37 \cdot 10^{-4}} = 25426160 \text{ Pa} \doteq 25,43 \text{ MPa}$$

8-48

- W_k - průřezový modul krutu
- τ - symkové napětí

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_N^4 - d_N^4)}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(135^4 - 50^4)}{135} = 4,74 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

8-49

$$\tau = \frac{M_{kMax}}{W_k} = \frac{1543}{4,74 \cdot 10^{-4}} = 3255000 \text{ Pa} \doteq 3,26 \text{ MPa}$$

8-50

- σ_{red} - redukované napětí
- k - bezpečnost

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau)^2} = \sqrt{25,43^2 + (\sqrt{3} \cdot 3,26)^2} = 26,04 \text{ MPa}$$

8-51

$$k_\sigma = \frac{Re_{min}}{\sigma_{red}} = \frac{500}{26,04} \doteq 21$$

8-52

Dle vypočtené bezpečnosti je vřeteno dostatečně dimenzované s ohledem na mez kluzu.

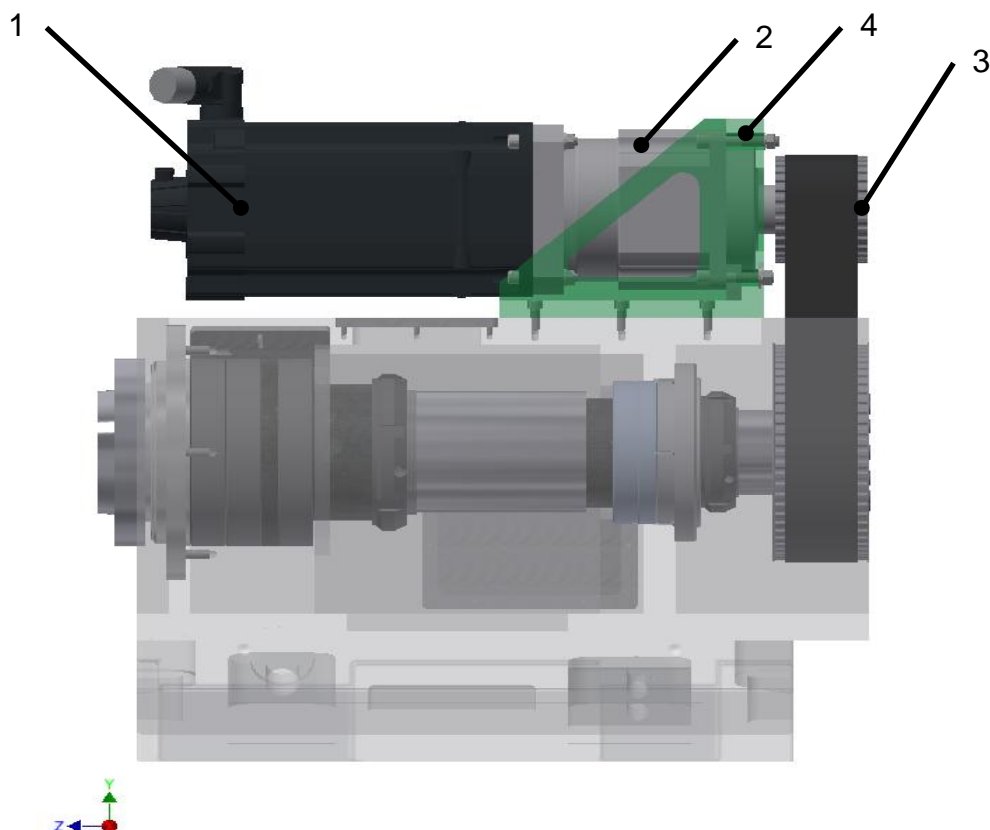
9 Konstrukční část

Konstrukce unášecího vřeteníku je provedena na základě analytických výpočtů (viz kapitola 8).

9.1 Pohon unášecího vřeteníku

Pohon unášecího vřeteníku zajišťuje unášení obrobku o maximální hmotnosti 5000 kg. Takto těžké obrobky mohou být, pro zvýšení přesnosti broušení, podepřeny dvojicí šálových lunet.

Při otáčení obrobku vzniká třecí moment 926 Nm (viz kapitola 8.1.1), který musí pohon překonávat. Pro tyto obrobky je počítáno s otáčkami 30 ot/min. Při broušení menších obrobků, řádově do 1000 kg, je požadavek unášet obrobek rychlostí minimálně 100 ot/min při krouticím momentu 400 Nm. Pro dosažení těchto parametrů je nutné vhodně vyvážit výkon a parametry servomotoru s vhodným převodováním. Pohon musí být schopen tyto parametry udržet dlouhodobě, broušení některých dílů probíhá při neměnných podmínkách několik hodin, a proto není možné pro limitní hodnoty využívat přetěžování elektromotoru. Bylo uvažováno řešení s využitím řaditelné převodovky. Tato varianta umožňuje snížit výkon použitého motoru, ale převodovka je velmi nákladná a neumožňuje řídit pohon pouze pomocí řízení frekvenčních měničů. Proto je v pohonu použit servomotor s výkonem 15,3 kW, který umožňuje obsáhnout všechny žádané parametry s využitím konstantního převodu. Převodovka je volena s ohledem na její kompaktní rozměry a cenovou dostupnost, proto je zvolena jednostupňová planetová převodovka. Převod převodovky je zvolen s cílem zmenšit převod řemenového převodu, při dodržení celkového požadovaného převodu $i_{Cz} \approx 18,9$.



Obr. 9-1 Pohon unášecího vřeteníku

1 - motor; 2 - planetová převodovka; 3 - řemenový převod; 4 - konzola;

Navržený pohon (viz Obr. 9-1) se skládá ze servomotoru, za motorem (poz.1) je zařazena jednostupňová planetová převodovka poz.2. Kroutcí moment je na vřeteno přenášen řemenovým převodem s ozubeným řemenem poz.3. Motor s převodovkou je upevněn v konzole poz.4, která obsahuje mechanismus napínání řemenu. Jednotlivé díly pohonu jsou uvedeny viz Tabulka 9-1.

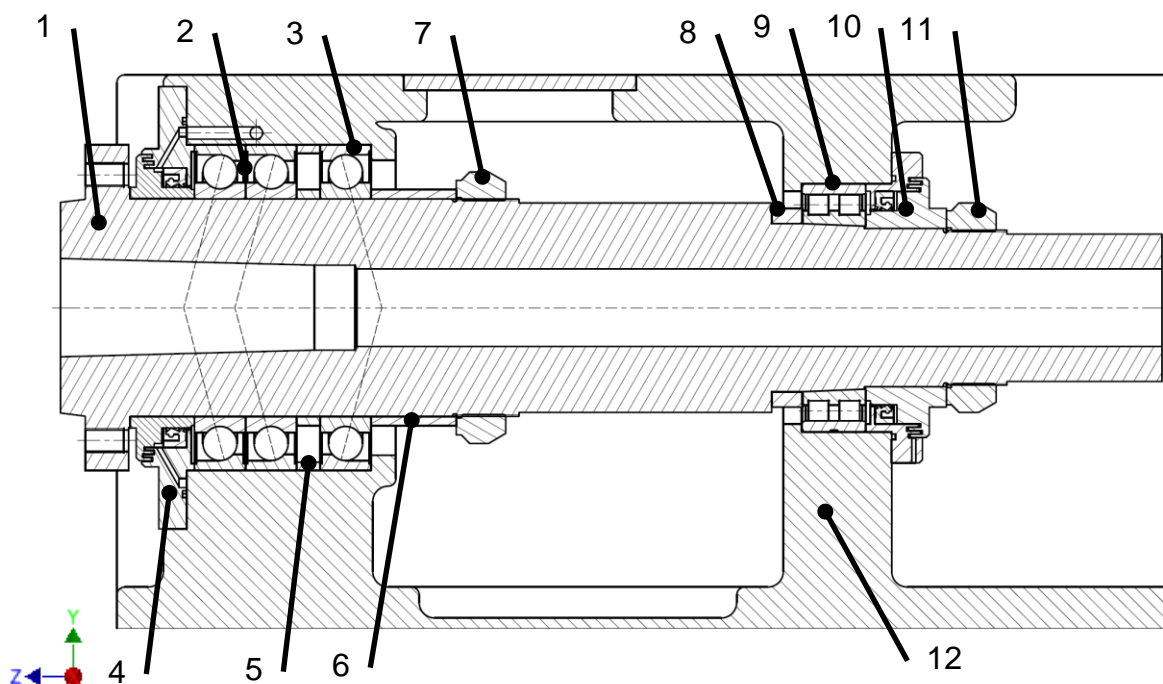
Komponenty pohonu			
Typ	Výrobce	Označení	Parametry
Motor	Siemens	1FT7108-5SC7	P=15,3 kW; nj=2000 ot/min; Mkj=73 Nm
Planetová převodovka	Apex Dyna	AF180-010-S1-P1 /1FT7108-5SC7	i=10; Mkj=900Nm; nj=3000 ot/min
Řemenový převod	Gates	Poly Chain GT2 14MGT-1260-68	i=1,88

Tabulka 9-1 [14][27]

9.2 Vřeteno, uložení v tělese

Návrh vřetene a jeho uložení je podmíněn především zachováním maximálních deformací, ve srovnání s původní variantou, při současném zvýšení maximální hmotnosti obrobku z 3000 kg na 5000 kg. Vřeteno a jeho uložení je navrženo s ohledem na normu ČSN ISO 2433, pro splnění parametrů dle kapitoly 5.2 zmíněné normy (kapitola týkající se unášecích vřeteníků). Norma specifikuje zkoušky geometrické přesnosti. Konstrukce je volena s ohledem na omezení možnosti vnikání aerosolu do vřeteníku, aerosol vzniká při broušení z emulze a obsahuje "prach" z broušení (odbroušený materiál a vylomená zrna z brousicího kotouče). V případě vniknutí aerosolu do ložisek způsobuje degradaci maziva a společně s abrazivními částicemi výrazně negativně ovlivní životnost ložisek.

Na základě výběru variant uložení vřetene (viz 7.5) a výpočtů z kapitoly 8.2 je navrženo vřeteno poz.1 a jeho uložení viz Obr. 9-2.



Obr. 9-2 Vřeteno navrženého vřeteníku

- 1 - vřeteno; 2,3 - sada TBT kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem; 4 - sestava předního víka;
- 5 - distance předpětí ložisek; 6 - distanční trubka; 7 - matice KMT; 8 - distance předpětí ložiska;
- 9 - dvouřadé válečkové ložisko; 10 - sestava zadního víka; 11 - matice KMT;
- 12 - těleso vřeteníku

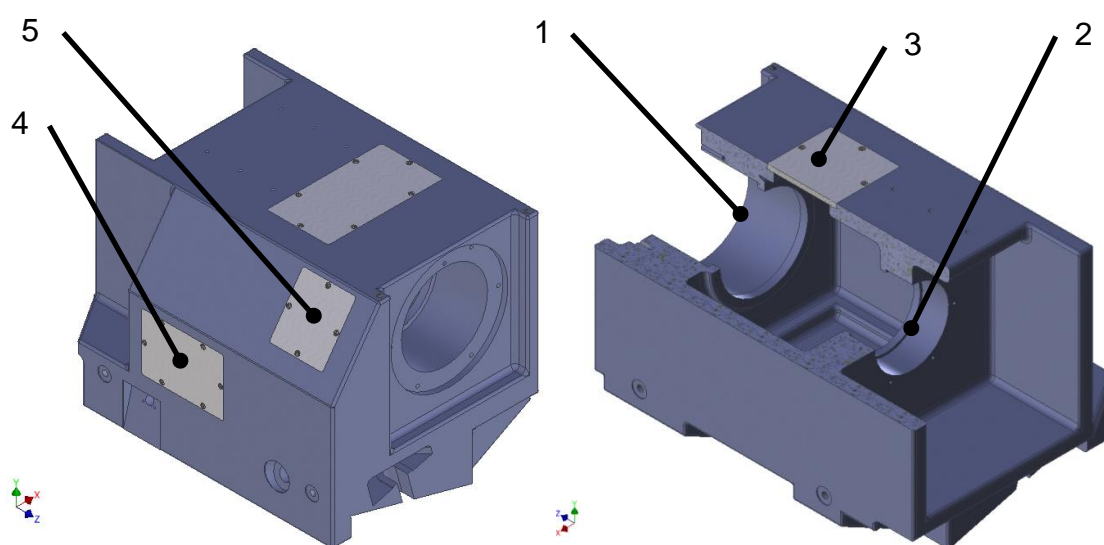
V přední části je vřeteno axiálně radiálně uloženo v sadě TBT kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem řady 70 (poz.2 a 3), ložiska mají stykový úhel 15° . Sada TBT se skládá ze dvou ložisek v tandemu poz.2, přenášejících axiální sílu od předeprnutí koníkem (směr záporné osy Z) a většinu radiální reakce (síly od broušení a od hmotnosti obrobku). Zády k ložiskům v tandemu je uloženo třetí ložisko poz.3 (sestava tedy tvoří takzvané "O"), zajišťující sestavě schopnost přenášet axiální síly i v opačném směru a odolávat klopným momentům. Vprostřed sestavy ložisek poz.5 jsou umístěny distanční trubky, které rozdílem délek určují velikost předpětí v ložiskách. Sestava je uzavřena a předeprnuta přes distanční trubku poz.6 a přesnou matici KMT poz.7. Z čelní strany je sestava ložisek uzavřena dvojicí vík, tvořících labyrintové těsnění, které je profukováno stlačeným vzduchem přivedeným k labyrintu kanály. Ve víkách je uloženo hřídelové těsnění bránící vniku nečistot k ložiskům a zajišťující proudění vzduchu přes labyrint.

V zadní části je vřeteno uloženo pouze radiálně v dvouřadém válečkovém ložisku řady NN poz.9. Ložisko slouží k záchytu radiální reakce. Konstrukce ložiska umožňuje vnitřnímu kroužku ložiska, společně s valivými elementy, axiální posun po vnějším kroužku a tím vyrovnávat teplotní deformace vřetene. Vnitřní kroužek ložiska je zvolen s kuželovou dírou a je montován na nabroušený kužel na hřídeli. Délku nasunutí na kužel omezuje distance na poz.8, nasunutím na kužel jsou zároveň vymezeny radiální vůle v ložisku, včetně vůle mezi ložiskem a tělesem. Ložisko je uzavřeno a utěsněno dvojicí vík poz.10 tvořících labyrintové těsnění doplněné o hřídelové těsnění. Maticí KMT poz.11 je přes víko ložisko dotlačeno na distanci.

Rozměry vlastního vřetene jsou navrženy dle výpočtů (viz kapitola 8.2). Vzájemná vzdálenost předního a zadního uložení je volena s ohledem na minimalizaci deformací na čele vřetene. Hlava vřetene (část před předním víkem poz.4) je navržena dle normy ČSN ISO 702-1 v rozměru A2-8. Upínací kužel v ose vřetene je velikosti Morse 6 dle ČSN ISO 296. Vřeteno je vyrobeno z legované oceli, nitrídováno a všechny funkční plochy jsou broušeny (viz výkresová dokumentace). Uzavírací víka vřeteníku poz.4 a poz.10 jsou vyrobeny ze zušlechtné oceli. Pro zvýšení korozní a abrazivní odolnosti jsou karbonitridovány. [10][11]

9.3 Těleso

Těleso je navrženo jako odlitek z šedé litiny a je přímo upínáno na stůl brusky. Spodní část tělesa je z větší části totožná s původní základní deskou vřeteníku. Je zachována délka styčné plochy, aby nedošlo ke zkrácení maximální délky obrobku. Je zachován i upínací a pohybový mechanismus tak, aby byl nový unášecí vřeteník kompatibilní se současnou konstrukcí stolů. Základem konstrukce skříně tělesa jsou dvě tlustostěnná žebra, ve kterých jsou přesné obrobené díry pro uložení vlastního vřetene (poz.1, 2). Ložiska jsou uložena přímo v tělese.



Obr. 9-3 Těleso vřeteníku

1 - přední uložení vřetene; 2 - zadní uložení vřetene;
3, 4, 5 - technologický/montážní otvor;

V průběhu konstrukce tělesa vřeteníku byly, pro zvýšení tuhosti testovány varianty s vnitřním žebrováním. Vliv žebrování se projevil na deformaci ve směru osy Y změnou menší než 0,002 mm. Proto je nosná část vřeteníku navržena pouze jako uzavřená struktura bez žebrování, doplněná technologickými otvory (poz.3, 4, 5). Otvory jsou překryty víky a spojena šroubovým spojem. Pro utěsnění vnitřního prostoru vřeteníku jsou víka podlepeny těsnícím tmelem.

10 Kontrola MKP

V této kapitole je popsána tvorba MKP simulace. V první fázi byla vytvořena simulace původní varianty unášecího vřeteníku (viz 10.1). S výsledky je porovnána simulace navrženého vřeteníku. Simulace se soustředí především na deformaci v ose Y v místě zatěžování na upínacím hrotu (92 mm od čela vřetene na ose Z). V tomto směru působí síla od hmotnosti obrobku, která je hlavním rozdílem v zatěžování původního a navrženého vřeteníku. U navrženého vřeteníku nesmí tato deformace překročit hodnotu deformace původního vřeteníku. Simulace slouží pro kontrolu rozdílu deformací obou vřeteníků.

10.1 Simulace původního unášecího vřeteníku

Pomocí simulace jsou určeny hodnoty maximální statické deformace vřeteníku (uspořádání vřeteníku viz 6.1) od zatížení obrobkem a řeznými silami. Hodnoty z této simulace jsou použity pro porovnání s nově navrženým unášecím vřeteníkem.

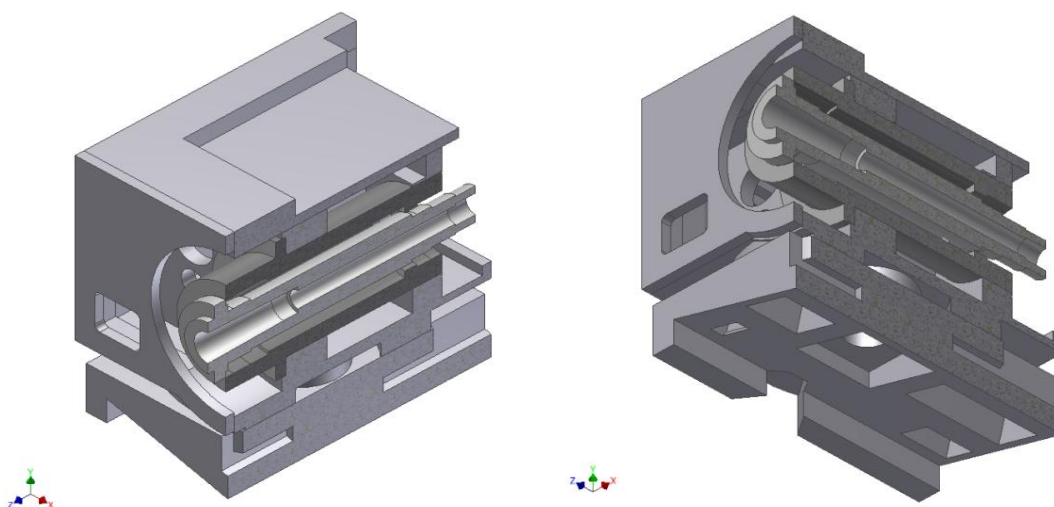
10.1.1 Model unášecího vřeteníku - úprava geometrie modelu

Za základ je použit model sestavy stroje ve formátu STEP poskytnutý firmou Fermat. K simulaci jsou využity díly: těleso vřeteníku, vřeteno, základní deska, horní a přední víko. Tyto díly jsou v programu Autodesk Inventor Professional 2015 upraveny pomocí funkce "Přímé úpravy" umožňující pracovat s geometrií modelu bez znalosti historie jeho vytváření. Zjednodušení je provedeno s cílem dosáhnout menšího množství prvků sítě, o větší kvalitě prvků a pro snížení nároků na výpočty simulace, při zachování dostatečné přesnosti výpočtu. Na dílech jsou odstraněny:

- všechny díry mnohem menší než tloušťka materiálu, ve kterém je díra (včetně jejich zahloubení)
- zahloubení, do kterých jsou přimontovány příruby

- všechna drobná zkosení, zaoblení, zápichy a kužely
- drážky pro těsnění, rozdíly výšky sousedních ploch menších než 5 mm

Dále je domodelován tubus vřetena, který nebyl obsažen v poskytnutém modelu sestavy. Na jednotlivých tělesech jsou vytvořeny plochy, které jsou použity pro vazby dílů mezi sebou a dále pro vazby na remote pointy (remote point - hmotný bod spojený vazbovými rovnicemi s uzly na vybrané geometrii).

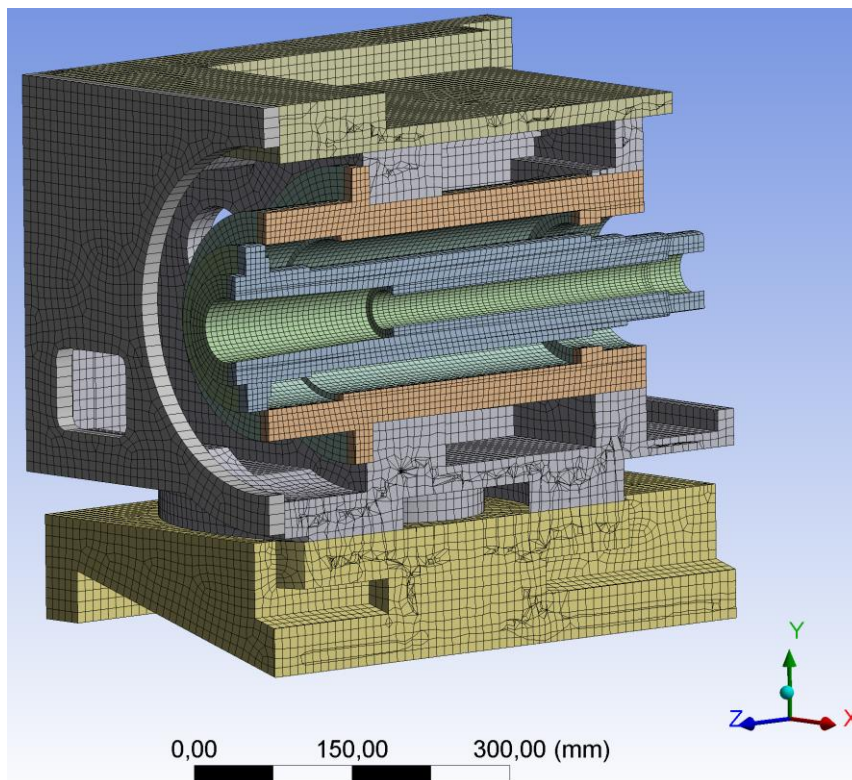


Obr. 10-1 Model vřeteníku pro export do Ansysu

10.1.2 Geometrie modelu v prostředí Ansys - síťování

Model je z Inventoru naimportován do prostředí Workbench Ansys. Dílům jsou přiřazeny materiálové charakteristiky z knihovny Ansysu. Vřeteno a Tubus vřetene jsou z oceli, ostatní díly jsou z šedé litiny. Rotačně symetrické díly jsou podélně (rovinou Z-Y) rozděleny pro lepší možnosti jejich síťování.

Vřeteno a trubka vřetene jsou vysíťovány metodou sweepování a je u nich použito kvadratických prvků, velikost prvků je zvolena 7 mm.



Obr. 10-2 Vysíťovaný model

V průběhu ladění simulace bylo zjištěno, že na výsledky mají největší vliv právě vřeteno a trubka vřetene. U ostatních dílů je zvolena síť o velikosti prvku 10 mm. Hrubší síť a členitost některých dílů tělesa má na několika místech za následek vznik nekvalitních prvků.

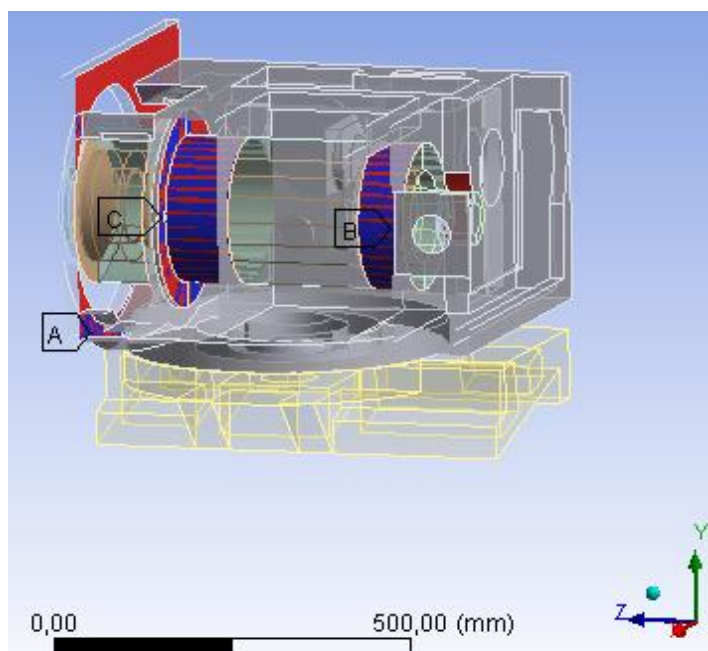
Přední víko, protože je deskovitého tvaru, bylo vysíťováno pomocí solid shell prvků. Pro ostatní tělesa byla zvolena automatická síť s převažujícími hexagonálními prvky.

10.1.3 Vazby a kontakty

Pro statickou analýzu je nutné tělesům odebrat všechny stupně volnosti. Stupně volnosti jsou odebírány vzájemnými kontakty mezi tělesy a obecnými vazbami.

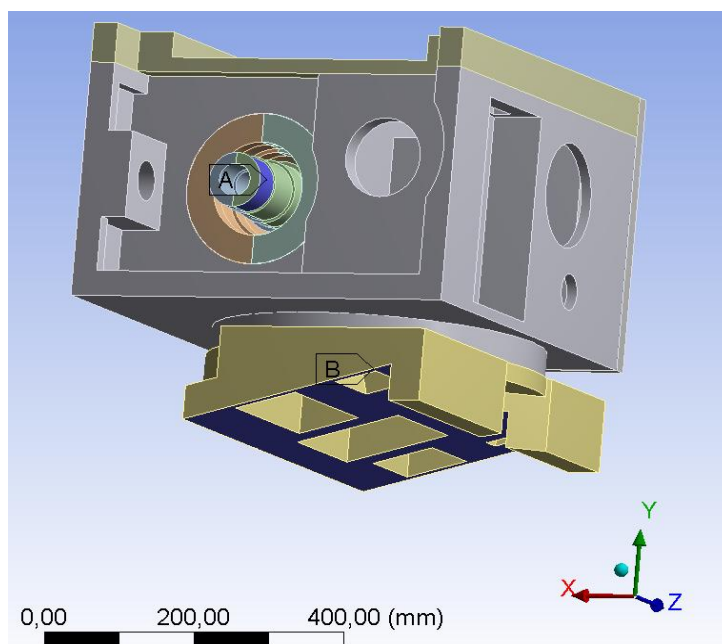
Na Obr. 10-3 jsou znázorněna místa, kde je využito pevných kontaktů. Jedná se o spojení přední desky s tělesem vřeteníku "A", která nahrazuje šroubový spoj. Dále spojení tubusu vřetene s tělesem "B" "C". Víko horní, těleso a základní deska jsou spojeny do jednoho tělesa a není mezi nimi potřeba

nastavovat kontakty. Tuhost nahazovaných spojů je v kontextu tuhostí ostatních dílů (ložiska, vřeteno) zanedbatelná.



Obr. 10-3 Pevné kontakty

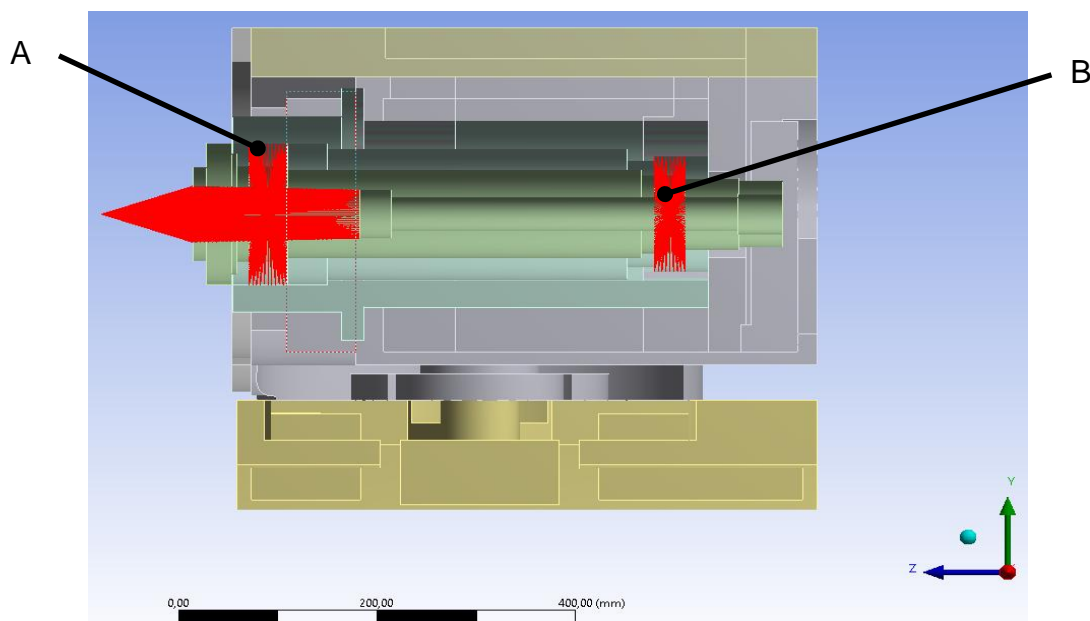
Na Obr. 10-4 je znázorněno umístění vazeb. Pozice "A" je cylindrická vazba fixovaná pouze v tangenciálním směru, což je náhrada zabrzděného vřetene. Vazba zabraňuje rotaci vřetene kolem své osy (osa Z). Pozice "B" označuje pevnou vazbu simulující upevnění ke stolu brusky.



Obr. 10-4 Umístění vazeb

10.1.4 Náhrada ložisek

Dle Obr. 6-1 je vřeteno v tubusu uloženo v přední části v radiálním válečkovém a axiálním válečkovém ložisku, v zadní části pouze v radiálním válečkovém ložisku. Náhrada ložisek je provedena umístěním remote pointů na plochy, které jsou spojeny ložisky (vždy jedna plocha na vřetení a jedna na tubusu). Remote pointy jsou následně svázaný skriptem. Skript umožňuje remote pointy svázat až třemi lineárními pružinami (ve směru os X, Y, Z) a třemi torzními pružinami (rotace kolem jednotlivých os) o definované tuhosti.



Obr. 10-5 Náhrada ložisek a vazba na upínací kužel

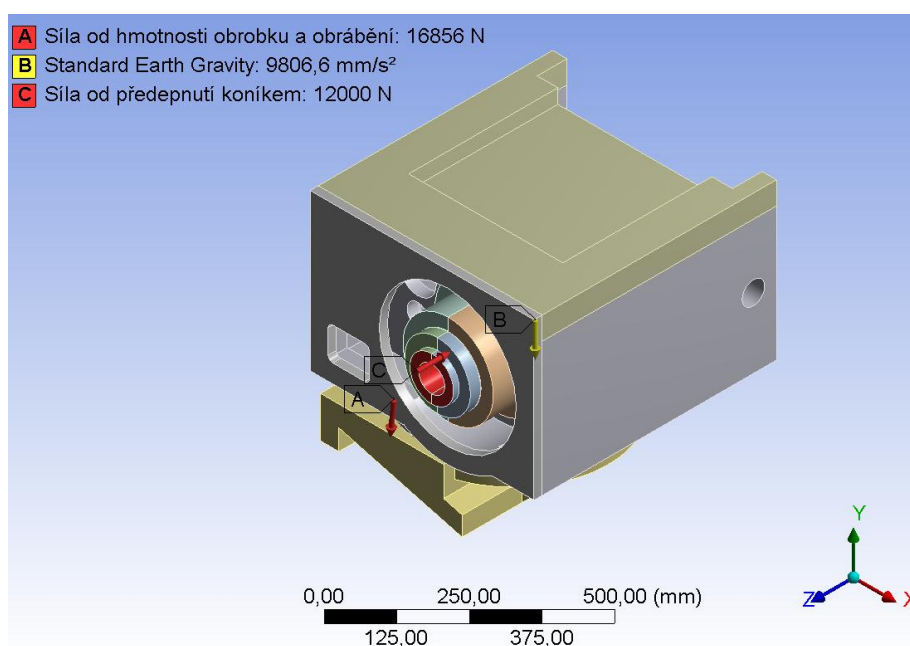
Přední axiální a radiální ložisko je v simulaci sloučeno do jednoho, viz pozice "A" na Obr. 10-5. Axiální deformace vřetene (v ose Z) není pro unášecí vřeteník kritický parametr. Axiální tuhost je odhadnuta z počtu a velikosti valivých elementů. Radiální tuhost válečkového ložiska je vzata z katalogu výrobce ložisek. Torzní tuhost není v katalogu ložisek uvedena a rozsah této práce neumožňuje vytvořit komplikovanější náhradu ložiska. Z konstrukce dvouřadého válečkového ložiska, které je navíc předepnuté, vyplývá jeho vysoká odolnost proti naklopení. Torzní tuhost ložiska byla pro tento případ stanovena řádově větší než radiální. Zadní ložisko pozice "B" je pouze radiální, parametry byly stanoveny stejně jako u předního ložiska. Tuhosti ložisek použitých v simulaci jsou uvedeny viz Tabulka 10-1.

	Přední ložisko	Zadní ložisko
Radiální tuhost [N/mm]	2,3E6	1,97E6
Axiální tuhost [N/mm]	1E6	-
Torzní tuhost [Nmm/rad]	1E9	1E9

Tabulka 10-1

10.1.5 Statická analýza - zatížení modelu

Cílem statické anýzy je zjištění statické deformace vřeteníku v místě upnutí obrobku (na hrotu). Unášecí vřeteník je zatížen tíhovou silou obrobku (ve směru osy Y), silou od obrábění (ve směru osy Y a X) a silou od předeptnutí koníkem (ve směru osy Z).



Obr. 10-6 Zatížení unášecího vřeteníku

Dále byla uvažována vlastní tíha unášecího vřeteníku. Síla od obrábění a tíhová síla od hmotnosti obrobku jsou jednotlivými složkami síly "A" s působišťem v remote pointu 92 mm od čela vřetená a navázaného na upínací kužel ve vřetení. Hrot není schopen přenést ohybový moment a v kombinaci s předeptnutím obrobku koníkem se působišťe síly od hmotnosti obrobku a od obrábění posouvá do místa kontaktu středícího důlku obrobku a hrotu.

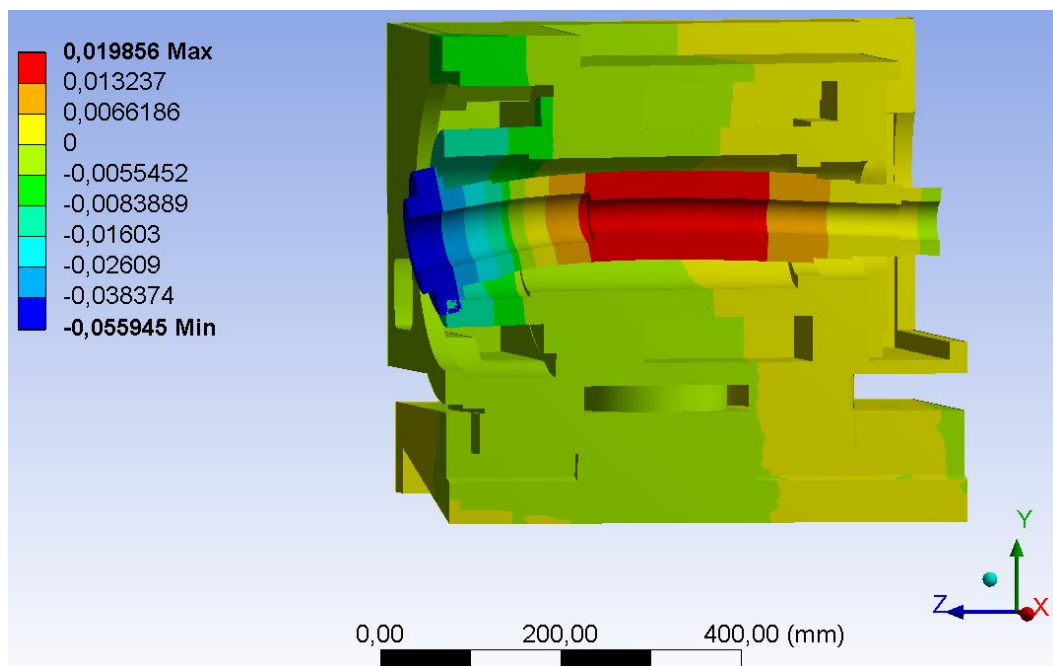
Zavedené síly od obrábění a od hmotnosti obrobku pro původní variantu unášecího vřeteníku jsou stanoveny analogicky výpočty z kapitoly 8.1.2 a jsou uvedeny viz Tabulka 10-2.

Zatížení vřetene	
	Hodnota [kN]
F _x	1,8
F _y	15,615
F _z	12

Tabulka 10-2

10.1.6 Výsledky statické analýzy

Hlavním cílem této simulace je stanovit deformace ve směru osy Y. Na Obr. 10-7 je znázorněno pole posunutí v ose Y. Z obrázku je patrné, že největší podíl na celkové deformaci mají vřeteno, ložiska a tubus vřetene. Je patrné, že vřeteno má tendenci se mezi ložisky prohýbat. V průběhu ladění simulace se ukázalo, že deformace vřetene je silně závislá na torzní tuhosti ložisek.



Obr. 10-7 Pole posunutí v ose Y

Pro funkci unášecího vřeteníku je stěžejním parametrem deformace, v místě působení síly na vřeteník (na upínacím hrotu). Hodnoty deformace jsou uvedeny v Tabulka 10-3. Hodnoty jsou použity pro srovnání nově navržené konstrukce.

Deformace na hrotu vřetene	
	Hodnota [mm]
Δx	0,007
Δy	0,089
Δz	0,011

Tabulka 10-3

10.2 Simulace navrženého vřeteníku

V následující kapitole je popsána tvorba a výsledky MKP simulace navrženého unášecího vřeteníku. Při tvorbě simulace jsou v maximální možné míře použita stejná zjednodušení a postupy jako v simulaci původního vřeteníku (viz 10.1).

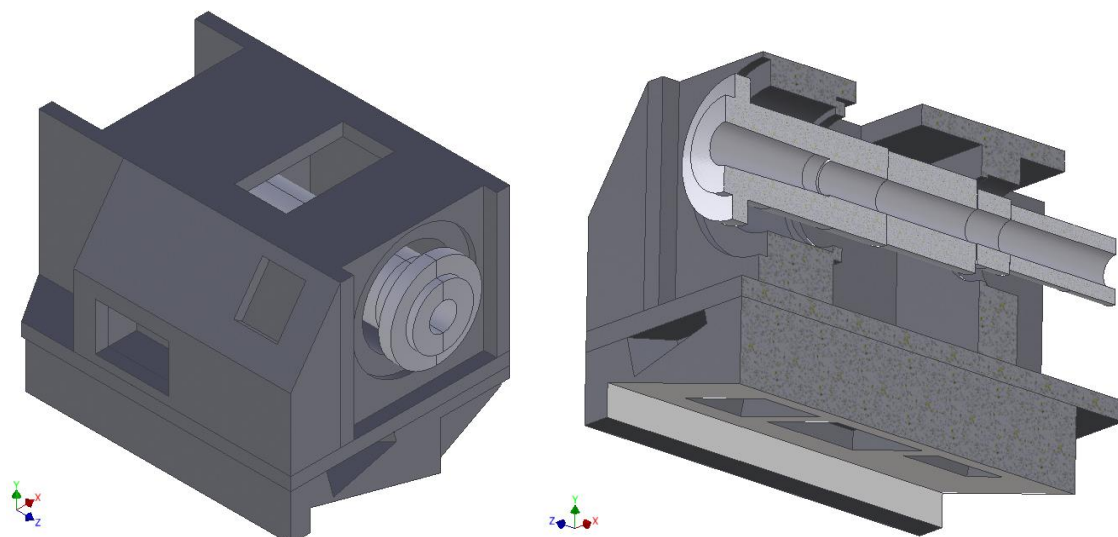
10.2.1 Model unášecího vřeteníku - úprava geometrie modelu

Pro simulaci jsou použity tyto díly: Těleso vřeteníku a vřeteno (Obr. 10-8). Oproti původnímu řešení má navržený vřeteník ložiska uložena přímo v tělese a proto zde není žádný tubus. Navržená varianta má dále pouze malá víčka kryjící technologické otvory, víčka nemají zásadní vliv na tuhost vřeteníku a proto jsou ze simulace vyloučena.

Oba díly účastníci se simulace jsou zjednodušeny s cílem dosáhnout menšího množství prvků sítě, o větší kvalitě prvků a pro snížení nároků na výpočty simulace, při zachování dostatečné přesnosti výpočtu.

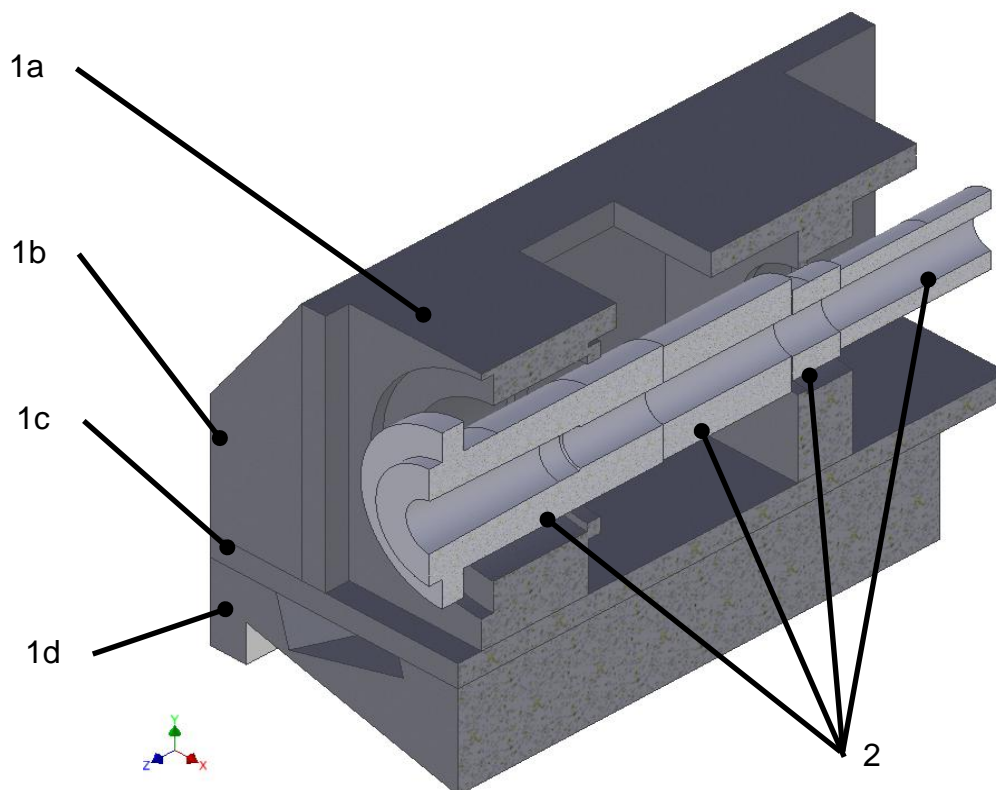
Na dílech jsou odstraněny:

- všechny díry mnohem menší než tloušťka materiálu, ve kterém je díra (včetně jejich zahloubení)
- zahloubení vík kryjících technologické otvory
- drobné zkosení, zaoblení, zápichy a kužely
- rozdíly výšky sousedních ploch menších než 5 mm



Obr. 10-8 Díly vřeteníku použité v simulaci

Na jednotlivých tělesech jsou vytvořeny plochy, které jsou použity pro obecné vazby a dále pro vazby na remote pointy. Pro lepší možnosti síťování je těleso vřeteníku a vřeteno rozděleno na více těles (Obr. 10-9). Vřeteno poz.2 je rozděleno v celé délce rovinou Y-Z, dále je rozděleno na další čtyři části podle několika osazení na vřeteni. Takto rozdělené vřeteno vykazuje při síťování menší množství nekvalitních prvků (viz 10.2.2)



Obr. 10-9 Rozdělení dílů na více těles

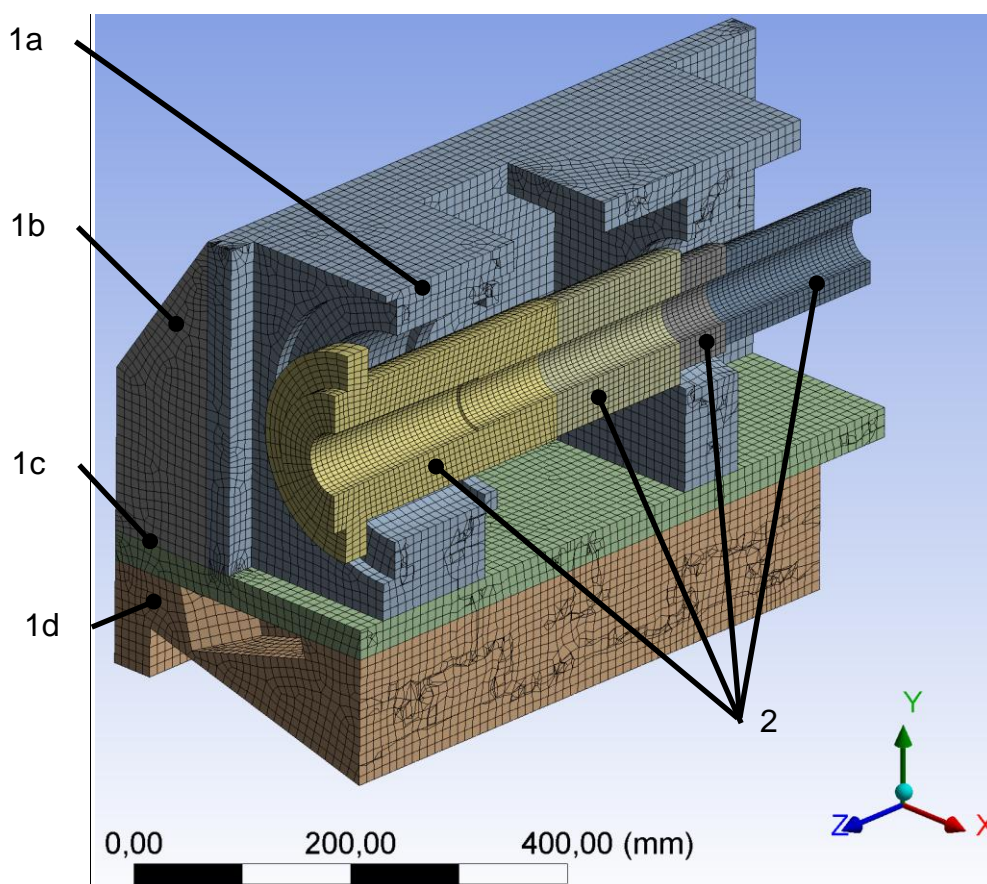
1a - hlavní nosný blok; 1b - boční žebra; 1c - mezideska; 1d - základní deska; 2 - vřeteno

10.2.2 Geometrie modelu v prostředí Ansys - síťování

Modely jsou z Inventoru naimportovány do prostředí Workbench Ansys. Dílům jsou přiřazeny materiálové charakteristiky z knihovny Ansysu. Materiál použitý pro vřeteno je ocel a materiál tělesa je šedá litina.

Jednotlivé díly tělesa vřeteníku Obr. 10-9 jsou v Ansysu spojeny do jedné geometrie tělesa, toto řešení umožňuje přiřadit každé části jiné parametry síťování. Zároveň si jednotlivé díly mezi sebou zachovávají pevné vazby, proto není nutné vzájemné kontakty určovat ručně. Totéž platí pro jednotlivé díly vřetene.

Dle výsledků ze simulace původního vřeteníku se nejvíce deformuje vlastní vřeteno, ložiska a bezprostřední okolí uložení ložisek v tělese. Na základě těchto informací je nejjemněji vysíťováno vřeteno. Je použita metoda sweepování s kvadratickými prvky o velikosti 7 mm. Ostatní díly jsou vysíťovány metodou s převažujícím použitím hexagonálních prvků. Je použita velikost prvků 10 mm.

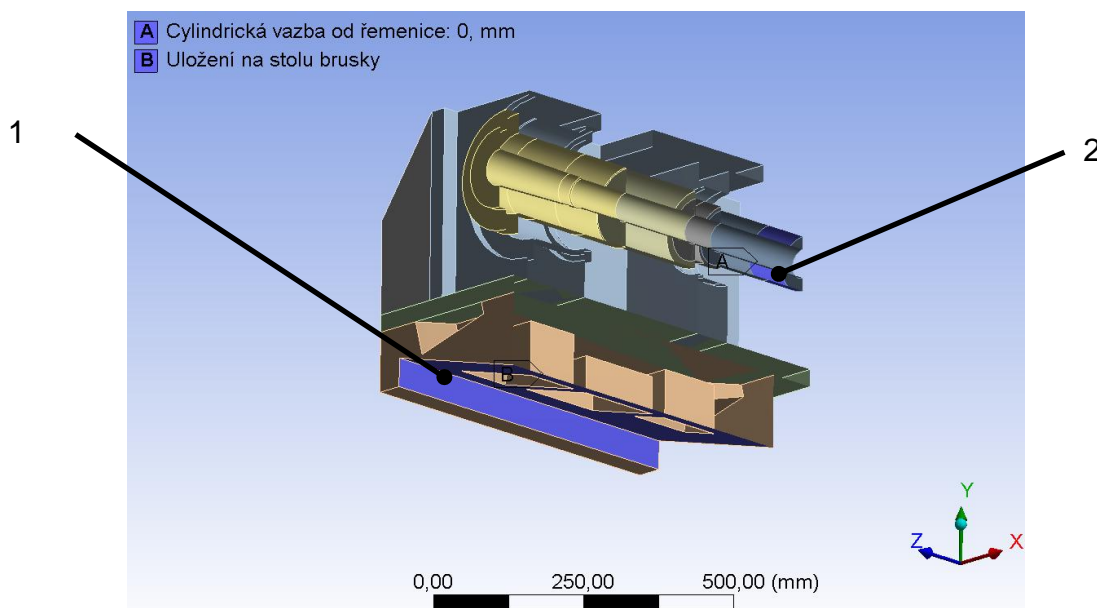


Obr. 10-10 Vysíťovaný model navrženého vřeteníku

1a - hlavní nosný blok; 1b - boční žebra; 1c - mezideska; 1d - základní deska; 2 - vřeteno

10.2.3 Vazby těles

Pro korektní průběh statické analýzy je nutné tělesům odebrat všechny stupně volnosti. Stupně volnosti jsou odebírány vzájemnými kontakty mezi tělesy a obecnými vazbami. Simulace obsahuje dvě obecné vazby viz Obr. 10-11. Pevná vazba poz.1 simuluje upnutí unášecího vřeteníku na stole brusky. Na poz.2 je znázorněna cylindrická vazba, fixovaná pouze v tangenciálním směru, která nahrazuje působení pohonu vřeteníku. Pro statickou analýzu je uvažováno, že pohon je absolutně tuhý.

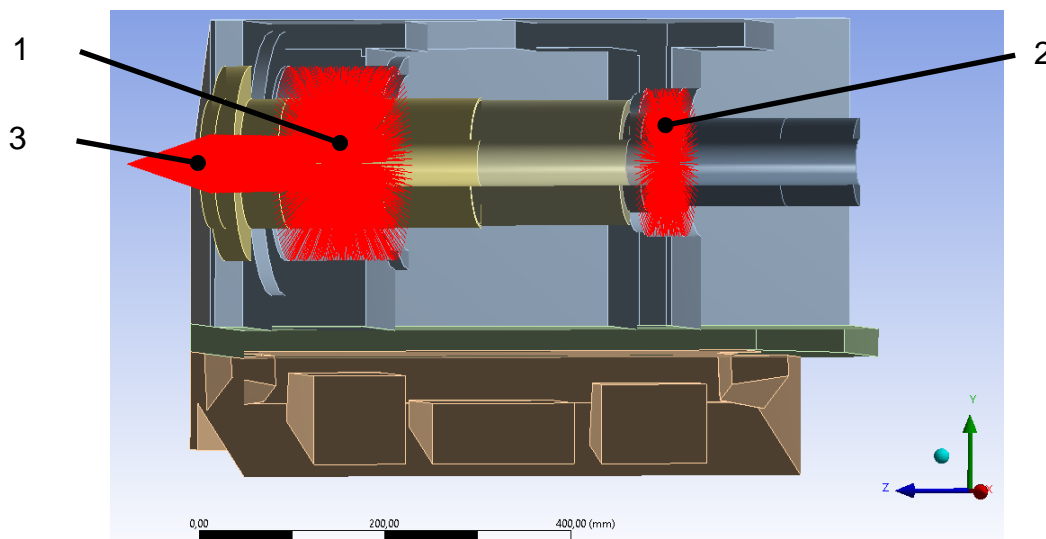


Obr. 10-11 Vazby v modelu

1 - pevná vazba; 2 - cylindrická vazba

10.2.4 Náhrada ložisek

Na Obr. 10-12 je znázorněno umístění náhradních vazeb za ložiska. Náhrada ložisek je provedena umístěním remote pointů na plochy které jsou spojeny ložisky (vždy jedna plocha na vřetení a v tělese). Remote pointy jsou následně svázány skriptem. Skript umožňuje remote pointy svázat až třemi lineárními pružinami (ve směru os X,Y,Z) a třemi torzními pružinami (rotace kolem jednotlivých os) o definované tuhosti. Na poz.3 je znázorněna vazba mezi remote pointem nahrazujícím místo působení síly na upínacím hrotu, na upínací kužel.



Obr. 10-12 Svázání ploch s remote pointy

1 - náhrada předního ložiska; 2 - náhrada zadního ložiska; 2 -vazba na upínací kužel

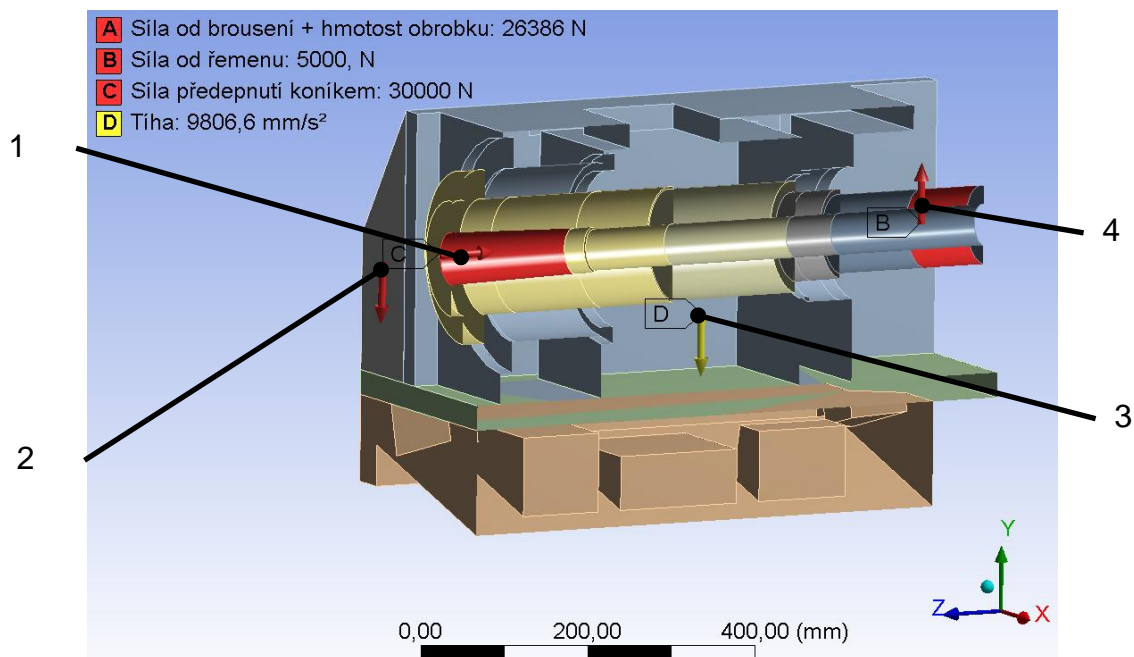
Tuhosti ložisek byly stanoveny v kapitole 8.2.3. Torzní tuhost není v katalogu ložisek uvedena. Z konstrukce předního uložení (konstrukce "do O") a zadního uložení v dvouřadém válečkovém ložisku vyplývá jejich vysoká odolnost proti naklonění. Torzní tuhost ložiska byla pro tento případ stanovena řádově větší než radiální.

	Přední ložisková sada	Zadní ložisko
Radiální tuhost [N/mm]	4,548E6	2,32E6
Axiální tuhost [N/mm]	0,394E6	-
Torzní tuhost [Nmm/rad]	1E9	1E9

Tabulka 10-4

10.2.5 Statická analýza - zatížení modelu

Cílem statické anýzy je zjištění statické deformace vřeteníku v místě upnutí obrobku (na hrotu). Unášecí vřeteník je zatížen tíhovou silou obrobku (ve směru osy Y), silou od obrábění (ve směru osy Y a X) a silou od předeptnutí koníkem (ve směru osy Z). Dále je zavedena tíha unášecího vřeteníku. Síla od obrábění a tíhová síla od hmotnosti obrobku jsou jednotlivými složkami síly s působišťem v remote pointu 92 mm od čela vřetená a navázaného na upínací kužel ve vřetni. Na konci vřetene poz.4 je zavedena síla od předeptnutí řemene.



Obr. 10-13 Umístění zatížení modelu

1 - síla od koníku; 2 - síla od hmotnosti obrobku a od obrábění; 3 - tíha; 4 - síla od řemene

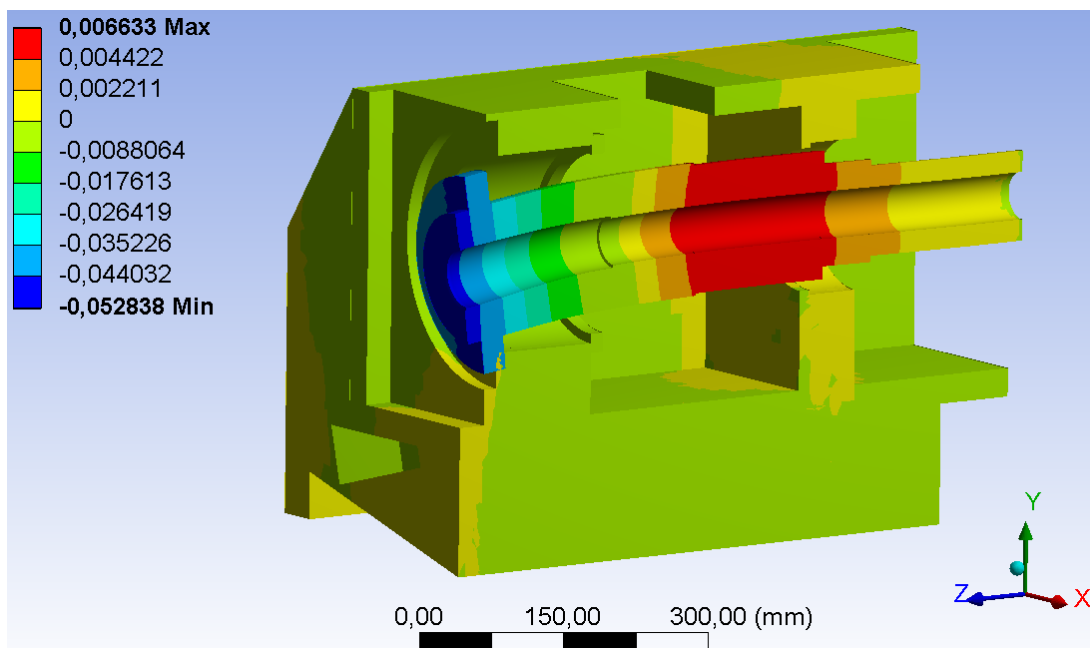
Výpočty hodnot zatížení vřetene poz.2 jsou uvedeny v kapitole 8.1.2. A jsou uvedeny v Tabulka 10-5.

Zatížení vřetene od obrábění a od hmotnosti obrobku	
	Hodnota [kN]
F _x	1,8
F _y	25,425
F _z	30

Tabulka 10-5

10.2.6 Výsledky statické analýzy

Na Obr. 10-14 je znázorněno pole posunutí v ose Y. Z obrázku je patrné, že největší deformace v ose Y se realizuje na vlastním vřetni, především na jeho přední (převíslé) části. Simulace potvrzuje závěry ze simulace původního vřeteníku.



Obr. 10-14 Pole posunutí v ose Y

Deformace na hrotu vřetene (v místě upnutí obrobku) jsou hlavním sledovaným parametrem této simulace, tyto hodnoty jsou v Tabulka 10-6. Hodnoty deformací v ose X a Y jsou nižší oproti deformacím původní varianty vřeteníku.

Deformace na hrotu vřetene	
	Hodnota [mm]
Δx	0,003
Δy	0,072
Δz	0,079

Tabulka 10-6

10.3 Shrnutí výsledků MKP a porovnání s analytickým výpočtem

Simulace původního i navrženého vřeteníku byly provedeny s použitím stejných zjednodušení modelů, stejného vysíťování a náhrad ložisek. Hodnoty jsou tedy vzájemně porovnatelné a vyplývá z nich větší odolnost navrženého vřeteníku proti deformacím v rovině broušení (X-Y). Vyšší deformace navrženého vřeteníku v ose Z nemá na kvalitu broušení vliv, tato deformace je před začátkem broušení vymezena koníkem a v průběhu broušení se již

nemění. U obou simulací se projevil velký vliv torzní tuhosti ložisek na výslednou deformaci na konci vřetene. Torzní tuhost ložisek není známa přesně, výrobci ložisek tuto hodnotu neudávají. Je stanovena z charakteru ložisek. Hodnoty deformací jsou proto vhodné pouze pro vzájemné porovnání.

	Deformace na hrotu původního vřetene	Deformace na hrotu navrženého vřetene	Rozdíl deformací z pohledu navrženého vřeteníku
	Hodnota [mm]	Hodnota [mm]	Hodnota [mm]
Δx	0,007	0,003	-0,005
Δy	0,089	0,072	-0,017
Δz	0,011	0,079	+0,068
Výsledky analytických výpočtů			
Δy	0,124	0,109	-0,015

Tabulka 10-7

Dle Tabulka 10-7 je rozdíl deformací původního a navrženého vřeteníku v ose Y pro analytické řešení 0,015mm, pro MKP simulaci je rozdíl 0,017mm. Analytické výpočty byly provedeny v kapitole 8.3.1 dle vzorce 8-29. Tento minimální rozdíl obou výpočtů potvrzuje správnost návrhu a zachování deformací na hrotu vřetene.

11 Závěr

Cílem předkládané diplomové práce byl návrh těžkého unášecího vřeteníku hrotové brusky, který bude použit firmou FERMAT Machine Tool na bruskách řady BHC63. Vřeteník bude použit pro upínání a unášení obrobků až do hmotnosti 5000 kg upnutých mezi hroty. Práce byla vypracována dle zadání a splňuje všechny stanovené cíle.

V první části práce byly stanoveny cíle práce a byly shrnuty základní principy teorie broušení. Hlavním požadavkem navrhovaného vřeteníku bylo zachování (případně zmenšení) deformací vůči původnímu vřeteníku. Byly vybrány čtyři konkurenční firmy, vyrábějící hrotové brusky obdobných parametrů a byla popsána konstrukce srovnatelných typů brusek. Dále byla popsána konstrukce jednotlivých celků brusky BHC63-4000 CNC. Podrobně byla rozebrána konstrukce původního unášecího vřeteníku brusky (pro obrobky do 3000kg), se kterým je navržený vřeteník porovnáván.

V následující části se práce zabývala rozbořem návrhu konstrukce jednotlivých celků vřeteníku. Hlavní pozornost byla věnována uložení vřeteníku, pro které byly zpracovány tři návrhové varianty lišící se předním uložením vřetene. Na základě technických parametrů jednotlivých variant bylo vybráno uložení přední axiálně-radiální v sadě předepnutých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem řady 70 majících stykový úhel 15° . Zadní uložení je realizováno radiálním dvouřadým válečkovým ložiskem NN.

V kapitole 7 byly provedeny konstrukční výpočty pohonu vřeteníku, vřetene a jeho uložení. Celý návrh je řešen analytickými výpočty na zjednodušených modelech. Konstrukce pobíhala metodou porovnávání s parametry původního vřeteníku. Kontrolními výpočty byla stanovena svislá deformace konce původního vřetene (na upínacím hrotu) $\Delta y_s = 0,124$ mm, pro navržené vřeteno je hodnota deformace $\Delta y = 0,109$ mm. Pro ověření analytických výpočtů byla provedena simulace MKP, výsledkem je svislá deformace konce původního vřetene $\Delta y_{sMKP} = 0,089$ mm a navrženého vřetene $\Delta y_{MKP} = 0,072$ mm. Z výsledků je patrné, že je splněn hlavní požadavek na vřeteník.

Pohon vřeteníku je realizován servomotorem s výkonem $P_m = 15,3$ kW, planetovou převodovkou s převodovým poměrem $i_{př} = 10$ a řemenovým

převodem s převodovým poměrem $i_f = 1,88$. Jmenovité otáčky vřetene jsou $n_v = 106$ ot/min a jmenovitý moment na vřetení $M_{kV} = 1372$ Nm. Pohon splňuje všechny požadavky na unášení obrobků vřeteníkem.

Byla vypracována výkresová dokumentace zahrnující výkres sestavy vřeteníku, výrobní výkres vřetene a výrobní výkresy předního uložení. Navržený vřeteník dosahuje všech požadovaných parametrů.

12 Seznamy

12.1 Seznam použitých jednotek a veličin

Označení	Název	Jednotky
F	síla	N; kN
v	obvodová rychlost	m/s
D	průměr - vnější	mm
d	průměr - díra	mm
n	otáčky	ot/min
h_{eq}	ekvivalentní tloušťka broušení	mm
a_e	radiální záběr	mm
c_m	konstanta charakterizující obrobek	1
f_{ax}	axiální posuv	mm
R	reakce	kN
k	tuhost	N/ μ m
Δy	deformace hrotu ve směru osy Y	mm
Δx	deformace hrotu ve směru osy X	mm
Δz	deformace hrotu ve směru osy Z	mm
J_x	kvadratický moment průřezu	mm ⁴
P	výkon	kW
L	délka vřetene mezi uloženými	mm
M_f	mazací faktor ložisek	1
e	délka vřetene za zadním uložením	mm
a	délka vřetene před předním uložením	mm
m	hmotnost	kg
l_b	délka asmitového bloku	mm
q	gravitační zrychlení	m/s ²
G	tíhová síla	N; kN
f	koeficient tření	1
γ	úhel	°
N	normálová síla	kN
β	úhel opásání blokem lunety	°
α	pomocný úhel	°
δ	pomocný úhel	°
M_t	dílčí třecí moment	Nm
M_T	celkový třecí moment	Nm
M_{kB}	krouticí moment od broušení	Nm
M_k	krouticí moment	Nm
i	převodový poměr	1
E	modul pružnosti oceli	MPa
M_o	ohybový moment	Nm
Re	mez kluzu	MPa
k_σ	bezpečnost	1
σ_o	ohybové napětí	MPa

τ	smykové napětí	MPa
σ_{red}	redukované napětí	MPa
W_o	průřezový modul v ohybu	mm ³
W_k	průřezový modul v krutu	mm ³
C	únosnost	kN
h	koeficient	1
t	exponent trvanlivosti	1
L_{10}	trvanlivost ložiska	ot·10 ⁶ ; hod; roku

Dolní indexy

o	vztaženo na obrobek
k	vztaženo na kotouč
max	maximální
min	minimální
y	vztaženo k ose y
x	vztaženo k ose x
z	vztaženo k ose z
A	vztaženo k přednímu uložení vřetene
B	vztaženo k zadnímu uložení vřetene
l	vztaženo na ložisko
TBT	vztaženo na ložiskovou sadu
P	vztaženo na původní vřeteník
N	vztaženo na navrhovaný vřeteník
m	vztaženo na motor
br	vztaženo na brousicí vřeteník
v	vztaženo na vřeteno
1	vztaženo k prvnímu bloku lunety
2	vztaženo k druhému bloku lunety
j	vztaženo na jmenovitou hodnotu
$cž$	vztaženo na žádanou hodnotu
$př$	vztaženo na převodovku
$ř$	vztaženo na řemenový převod
$celk$	vztaženo na celek
$stat$	statický
dyn	dynamický
f	vztaženo na mazivo
r	vztaženo na radiální směr
a	vztaženo na axiální směr
NN	vztaženo na válečkové ložisko

12.2 Seznam použitého software

Autodesk Inventor 2015

AutoCAD Mechanical 2015

Ansys 2015

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excell 2007

Mathcad 14

PTC Mathcad express prime 3.0

Gates - Design Flex

12.3 Seznam použitých obrázků

Obr. 3-1 Broušení volným brusivem[8].....	13
Obr. 3-2 Záběr brousicích zrn [2]	13
Obr. 3-3 Rozložení řezných sil při broušení obvodem kotouče[8].....	15
Obr. 3-4 Základní způsoby broušení pevným brusivem[8].....	16
Obr. 4-1 Základní koncepce hrotové brusky s posuvným stolem [9].....	18
Obr. 4-2 Pracovní prostor brusky BUC 63 multi s otočným brousicím vřeteníkem [19]	21
Obr. 4-3 Hrotová bruska Danobat HG72 [17].....	21
Obr. 4-4 Hrotová bruska RCN-G [18].....	22
Obr. 4-5 Hrotová bruska FlexGrind M [21]	23
Obr. 4-6 Hrotová bruska JUMAT 6XL / pracovní prostor brusky [20].....	24
Obr. 4-7 Polymerbetonové lože / Otočný brousicí vřeteník s možností vnitřního broušení [22]	25
Obr. 5-1 Uspořádání brusky BHC63 [13]	26
Obr. 5-2 Lože stolu s ukotvením kuličkového šroubu [19].....	27
Obr. 5-3 Lineární vedení brousicího vřeteníku - M/V lišty [25]	28
Obr. 5-4 Brousicí vřeteno [13].....	29
Obr. 5-5 Sklopné zařízení vnitřního broušení - 1 [19]	29
Obr. 5-6 Šálová luneta [13]	30
Obr. 5-7 Koník brusky [13].....	30
Obr. 6-1 Horizontální řez unášecím vřeteníkem [13].....	31
Obr. 6-2 Otočení univerzálního unášecího vřeteníku [13].....	33
Obr. 7-1 Schéma pohonu vřeteníku	34
Obr. 7-2 Varianta uložení vřetene s válečkovým ložiskem.....	36
Obr. 7-3 Varianta uložení vřetene s kuželíkovými ložisky	37
Obr. 7-4 Varianta uložení s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem	38
Obr. 8-1 Rozložení sil na šálové lunetě	40
Obr. 8-2 Síly od broušení	42
Obr. 8-3 Vetknutý nosník - náhrada převislé části vřetene	46
Obr. 8-4 Graf deformace konce vřetene, dle průměru pod ložiskem.....	48
Obr. 8-5 Převislý nosník na dvou podpěrách - náhrada vřetene.....	48
Obr. 8-6 Závislost deformace konce vřetene dle tuhosti uložení	50

Obr. 8-7 Trvanlivost tukové náplně [15]	52
Obr. 8-8 Oboustranně převislý nosník na dvou podpěrách - náhrada vřetene	53
Obr. 8-9 Závislost deformace konce vřetene dle vzdálenosti uložení	54
Obr. 8-10 Rozložení ohybového a krouťicího momentu na vřeteni	57
Obr. 9-1 Pohon unášecího vřeteníku	60
Obr. 9-2 Vřeteno navrženého vřeteníku	61
Obr. 9-3 Těleso vřeteníku	63
Obr. 10-1 Model vřeteníku pro export do Ansysu.....	65
Obr. 10-2 Vysíťovaný model	66
Obr. 10-3 Pevné kontakty	67
Obr. 10-4 Umístění vazeb	67
Obr. 10-5 Náhrada ložisek a vazba na upínací kužel.....	68
Obr. 10-6 Zatížení unášecího vřeteníku.....	69
Obr. 10-7 Pole posunutí v ose Y	70
Obr. 10-8 Díly vřeteníku použité v simulaci.....	72
Obr. 10-9 Rozdělení dílů na více těles.....	72
Obr. 10-10 Vysíťovaný model navrženého vřeteníku	73
Obr. 10-11 Vazby v modelu	74
Obr. 10-12 Svázání ploch s remotepointy.....	75
Obr. 10-13 Umístění zatížení modelu	76
Obr. 10-14 Pole posunutí v ose Y	77

12.4 Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

ČÍSLO SOUČÁSTI	Název
DP1726-01	Sestava vřeteníku
DP1726-02	Kusovník vřeteníku
DP1726-03	Sestava vřetene
DP1726-04	Kusovník sestavy vřetene
DP1726-05	Hřídel vřetene
DP1726-06	Víko přední - vnitřní
DP1726-07	Víko přední - vnější
DP1726-08	Distance pasování vnitřní
DP1726-09	Distance pasování vnější
DP1726-10	Distanční trubka přední

Textové a grafické přílohy:

Příloha 1- řemenový převod

Příloha 2- katalogový list servomotoru Siemens

Příloha 3- kontrolní výpočet životnosti ložisek FAG

Použitá literatura

- [1] BRENÍK, Přemysl a Josef PÍČ. *Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty*. 2.vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1986. Technický průvodce, 59. ISBN 04-235-86.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Vyd. 1. Brno: Nakladatelství VUT, 1992, 216 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0470-1.
- [3] ŘASA, Jaroslav a Vladimír GABRIEL. *Strojírenská technologie 3*. 2. vyd. Praha: Scientia, 2005, 256 s. ISBN 80-718-3337-1.
- [4] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, 753 s. ISBN 80-718-3312-6.
- [5] PÍČ, Josef. *Základy stavby obráběcích strojů*. 4. dopl. a přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1965, 463 s.
- [6] HUMÁR, Anton. *Technologie I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 3. část. 1. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ*, 2005.
- [7] KOČMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Vyd. 1. Brno: CERM, 2011, 330 s. ISBN 9788072047222.
- [8] MASLOV, J. *Teorie broušení kovů*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1979, 246 s.
- [9] ČSN ISO 2433. *Obráběcí stroje - Podmínky zkoušek hrotových brusek a hrotových univerzálních brusek s pohyblivým stolem - Zkoušky přesnosti*. 3. Praha: Český normalizační institut, 2005. Dostupné také z: <https://csnonline.unmz.cz/>
- [10] ČSN ISO 702-1. *Obráběcí stroje - Připojovací rozměry konců vřeten a sklíčidel - Část 1: Kuželový konec*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2009.
- [11] ČSN ISO 296. *Obráběcí stroje - Samosvorné kužele nástrojových stopek*. 1. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [12] ING. NOVOTNÝ, Jiří. *Materiály, použití a návrh kluzných ložisek. Tribotechnika* [online]. 2008, 2015-11-22, 2008(1): 1 [cit. 2015-11-22]. Dostupné z: http://www.tribotechnika.sk/1-2008/klzne_loziska_tribotechnika.html

- [13] ŠTĚPÁNEK, Vladislav. *Podklady dodané firmou Fermat*. Praha: FERMAT Machine Tool s.r.o., 2015. Elektronická 3D, 2D dokumentace.
- [14] *Planetary gearboxes: AF/AFR series*. Apex dynamics, inc., 2013. Dostupné také z: http://www.apexdynaczech.cz/af_afr.php
- [15] *Super přesná ložiska*. Schaeffler KG, 2008, 242 s. AC 41 130/7 CsA.
- [16] *Super-precision bearings*. 1. SKF Group, 2014, 424 s. PUB BU/P1 13383/1 EN.
- [17] *DANOBATGROUP: grinding-machines* [online]. DANOBAT GROUP S. Coop, 2015 [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.danobatgroup.com/en/grinding-machines>
- [18] *Doimak: OD/ID Grinding* [online]. 2015 [cit. 2015-12-26]. Dostupné z: <http://www.doimak.es/machine/heavy-duty/>
- [19] *Fermat machinery: BHC 63 CNC* [online]. FERMAT Group, a.s., 2010 [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/bhc-63-cnc-s>
- [20] *JUNKER: JUMAT* [online]. Erwin Junker Maschinenfabrik GmbH, 2015 [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.junker.cz/cz/loesungen/schleifmaschinen/jumat.php>
- [21] *SCHAUDT: FlexGrind* [online]. Schaudt Mikrosa GmbH, 2015 [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.schaudt.com/en/products/flexgrind/flexgrind-m.html>
- [22] *STUDER: S41 Universal cylindrical grinding machine* [online]. Fritz Studer AG, 2015 [cit. 2015-12-26]. Dostupné z: <http://www.studer.com/en/products/universal/s41.html>
- [23] *TOS Čelákovice: Hrotové brusky* [online]. SLOVÁCKÉ STROJÍRNY, a. s., 2015 [cit. 2015-10-26]. Dostupné z: <http://www.sub.cz/tos-celakovice/brusky/hrotove.aspx>
- [24] *SKF - Vysoce přesná ložiska: Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* [online]. SKF Group Headquarters, 2015 [cit. 2015-10-27]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/index.html>
- [25] *Schaeffler - INA/FAG* [online]. Schaeffler CZ s.r.o., 2015 [cit. 2015-10-27]. Dostupné z: http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/products_services.jsp

- [26] PRAKTICKÉ INFORMACE: SOUČINITEL TŘENÍ. *E-konstrukter.cz* [online]. 2013 [cit. 2015-10-27]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [27] *SINAMICS S120: 1FT7 synchronous motors*. NÜRNBERG: Siemens AG, 2011, 324 s. EN.

Přílohy

Příloha 1 - řemenový převod



Návrh řemenového převodu - Details pohonu

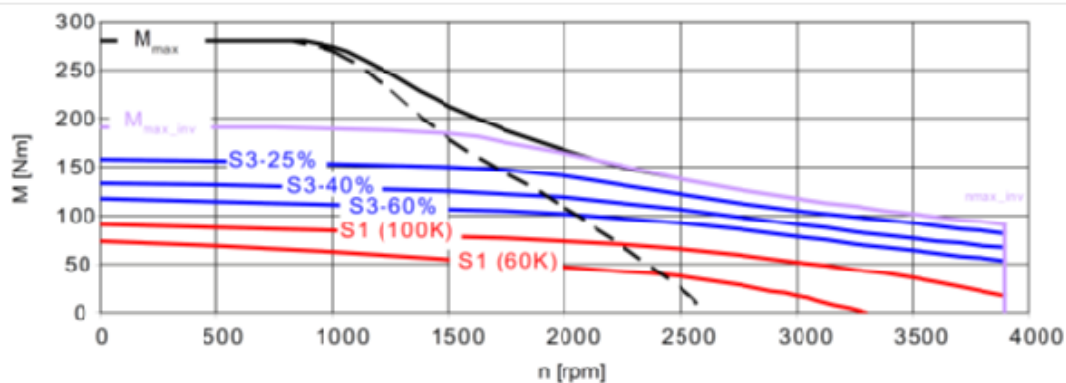
Design Flex

Navrženo pro:		Zajišťuje: Karel Bojas CTU Prague Pod Kotlářkou 26 NULL Praha 5, Praha, hlavní město 15000 Česká republika bojas.k@volny.cz 776112957 Telefon		
Aplikace: Konstrukce #1 Soubor: V7_motor10,5 - Final				
VSTUP	Info. o pohonu	Hnací	Hnaný	
Poměr otáček:	1,97 Do pomala Motor: 2000,0 Převodovka: 10,00 Otáčky za minutu:	200,0	101,3 +11%-0%	
Výkon motoru:	15,3 kW, Účinnost: 92,00 % Maximální obvodová rychlost:	33 m / s	33 m / s	
Převodovka:	14,84 kW, Účinnost: 97,00 %	Max. průměr:	Neurčeno 310 mm	
Provozní faktor:	1,6	Průměr hřídele:	Neurčeno 90 mm	
Konstr. výkon:	23,75 kW	Max. horní šířka:	100 mm 150 mm	
Středová vzdálenost:	271 mm +/-5%	Kontrolovaná pouzdra:	Taper-Lock, Minimální díra	
Stand. motoru:	Elektrický motor	Kontrolované řemeny:	Poly Chain GT Carbon, Poly Chain GT2, Powe	
ZVOLENÝ POHON	Typ řemene: Poly Chain GT2 - 14MGT	Řemen	Hnací	Hnaný
Poměr otáček:	1,78 Do pomala	Díl č.: 14MGT-1260-68	14M-36S-68	14M-64S-68
Rychlost hnaná:	112,5	Produkt č.: 9275-09179	7727-23036	7727-33064
Nominální výkon:	22,88 kW	Horní šířka:	86,34 mm	86,34 mm
Na hřídel:	11589 N	Hmotnost:	14 kg	24 kg
Středová vzdálenost:	272,8 mm	Obv. rychl. m/s:	1,7 m / s	1,7 m / s
Instalační tolerance:	220,3 mm až 273,9 mm	Otáčky za minutu:	200,0	112,5
		Pouzdro položka č.:	Minimální díra	3525
		Díra:	--	30,2 - 100,0 mm
		Bolt točivého momentu:	--	113 Nm
		Roztečný průměr:	160,4 mm	285,2 mm
NAPĚTÍ	Nový řemen	Použitý řemen	Pokud plánujete demontáž použitých řemenů, změřte a zaznamenejte napětí před demontáží a napněte řemen na původní napětí.	
Statické napětí (na drážku/žebro):	5897 až 6433 N	4289 až 4825 N		
Statický Belt Pull (Celková síla):	11450 až 12491 N	8327 až 9368 N		
Průhyb na drážku/žebro:	5,00 mm	5,00 mm		
Síla v průhybu na drážku/žebro:	55 až 59 kgf	41 až 46 kgf		
Sonic - měřič napětí:	5897 až 6433 N	4289 až 4825 N		
Frekvence řemene:	197 až 206 Hz	168 až 178 Hz		
Nastavení Sonicu:	Hmoty 7,9g / m, Šířka: 68 mm/#R, Rozpětí: 266 mm			
POZNÁMKY	<ul style="list-style-type: none"> - Výkon pohonu je lehce nižší, než požadovaný dimenzovaný výkon. Provéřte konstrukční požadavky. - Motážní přesnost vychází ze zadaného rozsahu osových vzdáleností. - Hnací řemenice musí mít požadovaný průměr díry. Počítejte s delší dobou výroby.. - Hnací řemenice; hřídel by měla odpovídat volnému uložení H8. Hřídel musí vniknout na 100%. - Hmotnost hnané řemenice/pouzdra překračuje 20 kg. Během instalace buďte opatrní. - Pouzdro pro hnanou řemenici není běžných rozměrů. Uparvené pouzdro by mohlo být vhodné. Provéřte rozsah průměrů. - V návrzích převodu z Design Flex Pro je počítáno pouze s Gates produkty a nejsou použitelné na produkty jiných výrobců. - Výrobky Brány nejsou navrženy, vyrobeny nebo zkoušeny pro použití v aplikacích letadel, včetně letadel, vrtule nebo rotoru pohonné systémy, a všechny osazené nebo bezpilotních vzdušných prostředcích všeho druhu. Zvedací a Brzdové systémy mají zvláštní ohledy. Kupující má výlučnou odpovědnost za výběr a testování produktů pro každé zamýšlené použití. 			

Příloha 2 - katalogový list servomotoru Siemens

Table 4- 46 1FT7108-5SC7

Technical data	Code	Unit	Value
Configuration data			
Rated speed	n_N	rpm	2000
Number of poles	2p	---	10
Rated torque (100 K)	$M_N (100 K)$	Nm	73
Rated current (100 K)	$I_N (100 K)$	A	33
Static torque (60 K)	$M_0 (60 K)$	Nm	74
Static torque (100 K)	$M_0 (100 K)$	Nm	91
Stall current (60 K)	$I_0 (60 K)$	A	32
Stall current (100 K)	$I_0 (100 K)$	A	39
Moment of inertia (with brake)	J_{MotBr}	10^{-4} kgm ²	276
Moment of inertia (without brake)	J_{Mot}	10^{-4} kgm ²	248
Optimum operating point			
Optimum speed	n_{opt}	rpm	2000
Optimum power	P_{opt}	kW	16.3
Limiting data			
Max. permissible speed (mech.)	$n_{max mech}$	rpm	6000
Max. permissible speed (converter)	$n_{max Inv}$	rpm	3900
Maximum torque	M_{max}	Nm	280
Maximum current	I_{max}	A	142
Physical constants			
Torque constant	k_T	Nm/A	2.33
Voltage constant	k_E	V/1000 rpm	149
Winding resistance at 20 °C	R_{Stw}	Ω	0.08
Rotating field inductance	L_D	mH	2.35
Electrical time constant	T_{el}	ms	29
Mechanical time constant	T_{mech}	ms	1.1
Thermal time constant	T_{th}	min	60
Shaft torsional stiffness	$C_{t Mot}$	Nm/rad	96000
Weight with brake	m_{MotBr}	kg	70
Weight without brake	m_{Mot}	kg	64
Recommended Motor Module 6SL312□-1TE24-5AA3			
Rated converter current	$I_N Inv$	A	45
Maximum converter current	$I_{max Inv}$	A	85
Max. torque at $I_{max Inv}$	$M_{max Inv}$	Nm	190



Příloha 3 - kontrolní výpočet životnosti ložisek FAG

24. 10. 2015

medias® online



Bearing analysis

Calculation / Installation proposal

Date: 2015-10-24 18:18:45

Attention

Please see list of warnings and notes at the end of print out.

All rights are reserved with regard to this document, even in the event that a patent should be granted or a utility model registered. The document must be treated confidentially. Without our written consent, neither the document itself, nor copies thereof or any other renderings of the complete contents or of extracts therefrom may be made available to third parties or put to improper use by the recipient in any other way. The document has been prepared on the basis of your requirements as set forth above and our own assumptions. Our details take into account those risks which were apparent to us on the basis of your requirements as made available to us. The document has been prepared solely in connection with the purchase of our products. The results shown in the document have been worked out carefully and in accordance with the state of the art, but do not constitute an express or implied guaranty as to quality or durability in the legal sense. You are not dispensed thereby from checking the suitability of the products. We shall be liable for the details provided in the document only in the event of willful intent or negligence. If the document is part of a supply agreement, the liability provisions agreed there shall apply.

Table of contents

- 1 Input
- 2 Results
- 3 Warnings
- 4 Notes

1 Input

Bearing:

Designation	B7028-C-T-P4S	
Inside diameter	d	140.000 mm
Outside diameter	D	210.000 mm
Width	B	33.000 mm
Basic dynamic load rating	C	153000 N
Basic static load rating	C0	114000 N
Fatigue limit load	Cu	8800 N
Limiting speed	n_lim	10000.0 1/min
Limiting speed, oil	n_lim_o	10000.0 1/min
Limiting speed, grease	n_lim_g	6300.0 1/min

24. 10. 2015

medias@online

Basic frequencies:

Overrolling frequency on inner ring	BPFI	11.7881 1/s
Overrolling frequency on outer ring	BPFO	9.2119 1/s
Overrolling frequency on rolling element	BSF	3.8778 1/s
Ring pass frequency on rolling element	RPFB	7.7555 1/s
Speed of rolling element set for rotating inner ring	FTF_i	0.4387 1/s
Speed of rolling element set for rotating outer ring	FTF_o	0.5613 1/s

Lubrication data:

Permitted lubricants	Oil or grease	
Type of lubrication	grease	
Type of grease	GA01	
Viscosity at 40°C	ny 40	102.0 mm ² /s
Viscosity at 100°C	ny 100	12.9 mm ² /s
Contamination	normal cleanliness	
External heat flow	dQ/dt	0.0 kW

Other conditions:

Ambient temperature	t	20 °C
Environmental influence	average	
Requisite reliability	90 %	
Condition of rotation	rotating inner ring	

Load Loadcase 1:

Time portion	q	100.000 %
Speed	n_i	100.00 1/min
Type of movement	rotating	
Radial load	Fr	27000.0 N
Axial load	Fa	15000.0 N
Mean operating temperature	T	70 °C

2 Results

Overrolling frequencies Loadcase 1:

Overrolling frequency on outer ring	BPFO	15.3532 1/s
Overrolling frequency on inner ring	BPFI	19.6468 1/s
Overrolling frequency on rolling element	BSF	6.4629 1/s
Ring pass frequency on rolling element	RPFB	12.9259 1/s
Speed of rolling element set	FTF	0.7311 1/s

Load factors and equivalent loads Loadcase 1:

Equivalent static load	P0	27000.00 N
Equivalent dynamic load	P_i	28869.47 N

Lubrication Loadcase 1:

Operating viscosity	ny	30.4 mm ² /s
---------------------	----	-------------------------

http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/20151024-181845-59f12001bb8c4341_c.htm;b2p1p2ZXJ2G8

2/3

24. 10. 2015

medias® online

Reference viscosity	ny1	74.4 mm ² /s
Viscosity ratio	kappa	0.41
Life adjustment factor	a_ISO	0.47
Grease service life for the load case	F_10_i	> 20000 h

Bearing behavior B7028-C-T-P4S:

Static load safety factor	S0_min	4.222
Total rating life in hours (nominal)	Lh10	24808 h
Modified rating life in hours	Lh_nm	11753 h
Maximum equivalent static load	P0_max	27000.00 N
Equivalent speed	n	100.0 1/min
Equivalent dynamic load	P	28869.47 N
Grease service life	F_10	> 20000 h

3 Warnings

For the following load cases the operating viscosity is less than the nominal viscosity:

- Loadcase 1

The life adjustment factor a_DIN is less than 1 in the following load cases:

- Loadcase 1
- Check the usage of a lubricant with a higher viscosity.
- Improve the cleanliness of the lubricant.

4 Notes

The calculation of the grease service life was carried out without the consideration of reduction factors.

www.ina.com

www.fag.de

2015-10-24 18:18:45 (9.0)