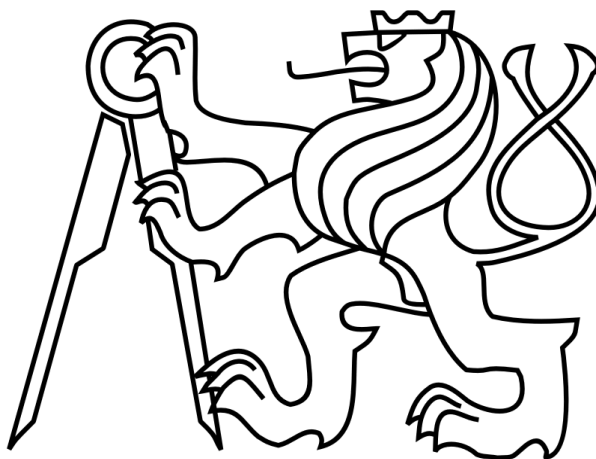


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh a konstrukce soustružnického vřetena

2016

Jan Baláš



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro **Jan Baláš**
Program: Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:

Téma práce: **Návrh a konstrukce soustružnického vřetena**
A Proposal and Design of the Turning Spindle.

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

1. Proveďte rešerši vhodných uspořádání soustružnických vřeten a jejich komponent
2. Vypracujte koncepční návrhy uspořádání vřetena
3. Proveďte návrhové a kontrolní výpočty navržené varianty
4. Zhotovte výrobní dokumentaci dle zadání

Bakalářská práce se bude zabývat návrhem soustružnického dvou vřetena pro hrubovací a dokončovací operace k výrobě přesných dílců vyráběných v třídě přesnosti IT6. Maximální rozměry upínaného dílce průměr 70 mm a délka 80 mm. Maximální otáčky vřetena pro soustružnické operace 3 000 ot/min.

Teoretická část práce bude obsahovat rešeršní shrnutí uložení vřeteníků soustruhů a používaných komponent.

Návrhová část se bude zabývat výběrem vhodné varianty uspořádání dvou vřetena a převážně výběrem komponent pro vybranou variantu specifikace ložisek, upínacího systému, pohonu.

Finální varianta bude zkonstruována a bude obsahovat návrhové a kontrolní výpočty vybrané varianty. Následně bude zpracována výkresová dokumentace, která bude zahrnovat vytvoření výkresové dokumentace sestavy a výrobní výkresy vybraných dílů.

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

Rozsah textové části práce: 25 – 45 stran

Doporučená literatura:

HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. Výrobní stroje. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00993-9.

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

SHIGLEY, Joseph Edward et al. Konstruování strojních součástí. Překlad Martin Hartl. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic; sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Sova

Konzultant bakalářské práce: Ing. Petr Kolář, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: 25. 4. 2016


Termín odevzdání bakalářské práce: 15. 7. 2016

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

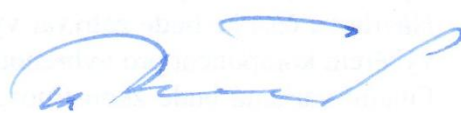
Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....
student


Ing. Petr Kolář, Ph.D.
vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 20. 4. 2016

Prohlášení

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

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

V Praze dne 30.6.2016

.....

podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Sovovi za cenné rady a připomínky, které mi velmi pomohly při vypracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a všem blízkým za podporu během celého studia.

Anotace

Autor:	Jan Baláš
Název BP:	Návrh konstrukce soustružnického vřetena
Rozsah práce:	36 str., 46 obr., 9 tab., 11 grafů
Školní rok vyhotovení:	2016
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú 12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí bakalářské DP:	Ing. Jiří Sova
Konzultant:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Zadavatel:	ČVUT – FS
Využití:	Konstrukce dvou vřetena pro jednoúčelový stroj
Klíčová slova:	soustruh, vřeteno, konstrukce vřetene, uspořádání pohonu, vřetenová ložiska
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí soustružnického vřetena. V práci jsou popsána uspořádání soustružnických vřeten a používané komponenty. Další část se zabývá návrhem konstrukce soustružnického dvou vřetena. Jsou navrženy varianty uspořádání dvou vřetena. Pro zvolenou variantu jsou provedeny návrhové a kontrolní výpočty. K navrženému konstrukčnímu řešení je zpracována výkresová dokumentace.

Annotation

Author:	Jan Baláš
Title of bachelor dissertation:	A Proposal and Design of the Turning Spindle
Extent:	36 p., 46 fig., 9 tab., 11 graphs.
Academic year:	2016
University:	CTU-Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Jiří Sova
Consultant:	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Submitter of the Theme:	CTU- Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Construction of two spindle for a single purpose machine
Key words:	spindle, lathe, design of spindle, drive arrangement spindle bearings,
Annotation:	This bachelor's thesis deals with design and construction of lathe spindle. The thesis describes arrangement of turning spindles and used components. Next part deals with design of lathe two spindle. They are designed variants of arrangement of two spindle. For chosen variant are made design and control calculations. For the proposed constructional solution is processed drawing documentation.

Obsah:

1. Úvod	11
2. Cíl práce	11
3. Soustružení	12
3.1. Řezný proces	12
3.2. Popis soustruhu	13
4. Vřeteno	14
4.1. Uspořádání vřetena	14
4.2. Způsob připevnění řemenic/ozubených kol ke hřídeli	15
5. Ložiska	17
5.1. Ložiska používaná pro vřetena	18
5.2. Životnost ložisek	19
5.3. Předpětí ložisek	19
5.4. Mazání ložisek	21
5.5. Pojištění ložisek	22
5.6. Těsnění ložisek (vřetena)	24
6. Pohon vřetene	25
6.1. Motory	25
7. Upínání obrobků	27
7.1. Výpočet upínací síly	27
7.2. Sklíčidla	27
8. Návrh uspořádání vřetena	29
8.1. Výpočet řezných sil a upínací síly, volba sklíčidla	29
8.2. Návrh pohonu	32
8.2.1. Návrh uspořádání pohonu	32
8.2.2. Návrh motoru	34
8.3. Volba uspořádání ložisek	36
9. Výběr komponent	38
10. Kontrolní výpočty	40
10.1. Kontrola hřídele	40
10.2. Kontrola ložisek	42
10.3. Kontrola pera	42
11. Popis konstrukce	44
12. Závěr	46
Seznamy	47

Použité symboly

a	[mm]	vzdálenost místa upnutí ke středu přední ložiskové sady
A_{AX}	[kN]	axiální síla v ložisku v místě A
A_D	[mm ²]	průřez odřezávané vrstvy
a_p	[mm]	hloubka třísky
A_{RAD}	[kN]	radiální síla v ložisku v místě A
b	[mm]	vzdálenost od středu zadního ložiska ke středu řemenice
b_p	[mm]	šířka pera
B_{AX}	[kN]	axiální síla v ložisku v místě B
B_{RAD}	[kN]	radiální síla v ložisku v místě B
C_K	[-]	konstanta pro výpočet k_c
D	[mm]	průměr obrobku
D_G	[mm]	průměr hřídele pod guferem
d_H	[mm]	průměr hřídele v místě pera
$d_{mř}$	[mm]	průměr malé řemenice
f	[mm/ot]	posuv na otáčku
F	[N]	celková řezná síla
F_A	[kN]	axiální síla v ložisku
F_C	[N]	řezná síla
F_f	[N]	síla posuvu
F_{obv}	[N]	obvodová síla v ozubeném řemenu
F_p	[N]	pasivní síla
F_R	[kN]	radiální síla v ložisku
f_t	[-]	součinitel tření
F_t	[kN]	třecí síla mezi sklíčidlem o obrobek
F_u	[kN]	síla, kterou působí čelisti sklíčidla na obrobek
h	[mm]	výška pera
i	[-]	převodový poměr
k	[-]	koeficient bezpečnosti upnutí
k_c	[Nmm ⁻²]	měrný řezný odpor
L	[mm]	vzdálenost mezi středy ložisek
L_{10h}	[hod]	životnost ložiska
l_a	[mm]	aktivní délka pera
M_m	[Nm]	jmenovitý moment motoru
M_{ut}	[Nm]	upínací třecí moment
$M_{vř}$	[Nm]	moment vřetena
n	[ot./min]	požadované otáčky vřetena
n_m	[ot./min]	jmenovité otáčky motoru
n_s	[ot./min]	střední otáčky ložisek
$n_{vř}$	[ot./min]	otáčky vřetena
p	[N/mm ²]	kontaktní tlak mezi hřídelem a perem
P	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_m	[kW]	jmenovitý výkon motoru
$P_{vř}$	[kW]	výkon vřetena
q	[-]	podíl jednotlivého otáčkového stupně na celkové době zatěžování

R_{AX}	[N]	reakce v místě A ve směru x
R_{AY}	[N]	reakce v místě A ve směru y
R_{BX}	[N]	reakce v místě B ve směru x
R_{BY}	[N]	reakce v místě B ve směru y
v_{obv}	[m/s]	obvodová rychlost afer
X	[-]	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení
Y	[-]	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení
z_{obr}	[mm]	maximální vyložení obrobku ve sklíčidle
$\sigma_{\sigma xz}$	[N/mm ²]	ohybové napětí v rovině xz
$\sigma_{\sigma yz}$	[N/mm ²]	ohybové napětí v rovině yz
η_c	[-]	celková účinnost vřetena
τ	[N/mm ²]	smykové napětí

1. Úvod

Soustružení je nejpoužívanější metoda třískového obrábění, představuje 30 - 40 % obrábění [1]. Tato výrobní metoda je vhodná především pro výrobu rotačních součástí. Soustružením lze vyrábět válcové, kuželové, rotační tvarové a šroubové plochy.

Mezi jedny z nejdůležitějších prvků konstrukce soustruhů a obráběcích strojů patří vřetena. Vřeteno jako hlavní součást soustruhu vykonává hlavní řezný pohyb, kterým je „rotace“, která přenáší krouticí moment z pohonu soustruhu do obrobku. Vřetena také ovlivňují výslednou přesnost obrábění, proto je nutné, aby splňovalo následující požadavky: vysoká přesnost chodu, dokonalé vedení, nízké ztráty třením v ložiscích, dlouhodobá životnost a spolehlivost. Při konstrukci vřetena se používají přesné vřetenové komponenty dodávané výrobcí speciálně k tomuto účelu jako například vřetenová ložiska, sklíčidla a upínací systémy. Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena na ploše, která má přímý vliv na přesnost otáčení obrobku (např. podle normy ČSN ISO 230-1).

2. Cíl práce

Cílem práce je navrhnout dvou vřeteno jednoúčelového stroje pro soustružení. Vřeteno bude sloužit pro výrobu součástí o maximálním průměru 80 mm a maximální délce 70 mm. Vyráběné součásti by měly být v třídě přesnosti IT 6. V první fázi práce budou určeny technologické parametry pro soustružnické operace hrubování a dokončování a výpočtu řezné síly. Druhá fáze práce bude sestávat z návrhu upřádání dvou vřetena, návrhových a kontrolních výpočtů jednotlivých komponent (ložiska, gufera, motor) a konstrukčních uzlů (spojení náboje s hřídelem pomocí pera, uložení ložisek, volba upínacího systému, uspořádání pohonu).

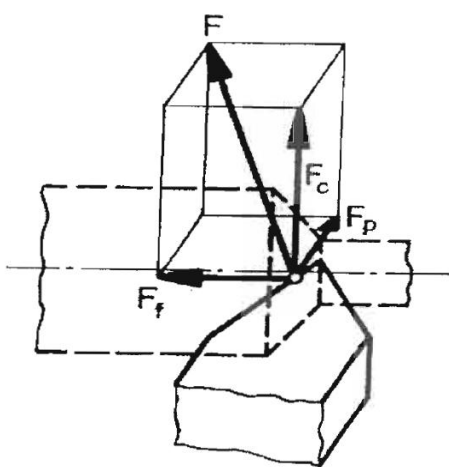
3. Soustružení

Soustružení patří mezi klasické metody třískového obrábění. Při soustružení dochází k odřezávání přebytečné vrstvy materiálu řeznou částí nástroje s definovanou geometrií. Odřezávaná vrstva odchází od obrobku v podobě třísky. Při soustružení hlavní řezný pohyb „rotaci“ vykonává obrobek. Vedlejší řezný pohyb, obvykle přímočarý vykonává nástroj.[1]

3.1. Řezný proces

Řezný proces se realizuje jako interakce nástroje a obrobku v silové soustavě. Výpočtem řezných sil a řezného výkonu získáváme parametry návrhu vřetene a hlavního pohonu.

Při obrábění má řezná síla 3 složky řeznou sílu F_c , sílu posuvu F_f a pasivní sílu F_p (Obr. 1).



Obr. 1: Síly při soustružení[2]

celková řezná síla:

$$F = \sqrt{F_p^2 + F_f^2 + F_c^2} \quad (3.1)$$

obvyklé poměry mezi složkami celkové řezné síly:

$$F_p \cong (40 \div 50)\% F_c ; F_f \cong 25\% F_c \quad (3.2)$$

měrná řezná síla:

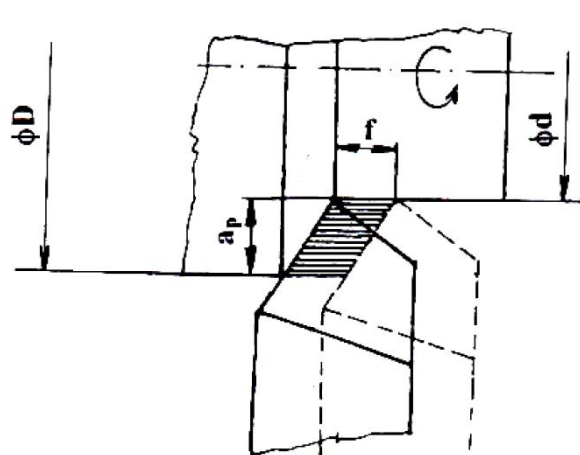
$$k_c = \frac{F_c}{A_D} = \frac{F_c}{f * a_p} \quad (3.3)$$

kde A_D je průřez odřezávané vrstvy

přibližně lze měrnou řeznou sílu určit z empirických vztahů:

$$k_c = \frac{C_{kc}}{f^{u_{kc}}} \quad (3.4)$$

kde C_{kc} a u_{kc} jsou empirické konstanty ($u_{kc} \cong 0,25$)



Obr. 2: Průřez odřezávané vrstvy[2]

$$k_c = C_K * R_m \quad (3.5)$$

kde C_K je konstanta s hodnotou pro soustružení 3÷5 a R_m mez pevnosti v tahu

potom:

$$F_c = k_c * A_D = k_c * f * a_p = C_k * R_m * f * a_p \quad (3.6)$$

Empirické vztahy mocninného typu pro výpočet složek F:

$$F_c = C_{Fc} * a_p^{x_{Fc}} * f^{y_{Fc}} \quad (3.7)$$

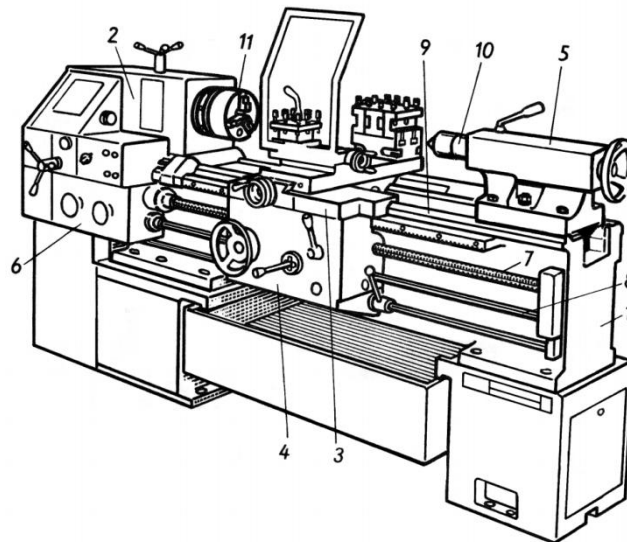
$$F_f = C_{Ff} * a_p^{x_{Ff}} * f^{y_{Ff}} \quad (3.8)$$

$$F_p = C_{Fp} * a_p^{x_{Fp}} * f^{y_{Fp}} \quad (3.9)$$

kde C_{Fc}, C_{Ff}, C_{Fp} jsou empirické konstanty a $x_{Fc}, x_{Ff}, x_{Fp}, y_{Fc}, y_{Ff}, y_{Fp}$ jsou empirické exponenty soustružení: $x_{Fc} \cong 1, y_{Fc} \cong 0,75$ [2]

3.2. Popis soustruhu

Soustruhy můžeme rozdělit z konstrukčního hlediska na hrotové, svislé (karusely), revolverové, čelní a speciální, nebo podle automatizace na konvenční, poloautomatické, automatické a číslicově řízené. Hlavní části hrotových soustruhů jsou: lože, vřeteník, koník, suport, převodová skříň pro změnu otáček vřetena, posuvová a závitová převodová skříň a pro pohon bývá využíván elektromotor.

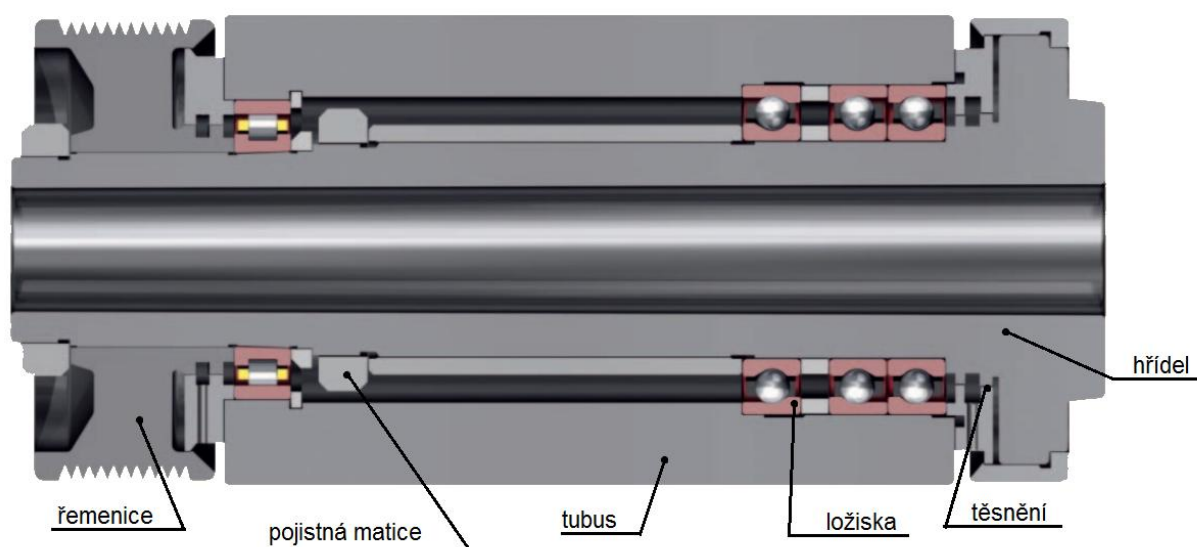


Obr. 3: Hlavní části hrotového soustruhu[3]: 1-lože, 2-vřeteník, 3 – suport, 4 – suportová skříň, 5 – koník, 6 – posuvová převodovka, 7 – vodící šroub, 8 – vodící tyč, 9 – vodící plochy, 10 – hrotová objímka, 11 - sklíčidlo

4. Vřeteno

Úlohou vřeten je zaručit obrobku (u soustruhů) nebo nástroji (u frézky, vrtačky, brusky) přesný otáčivý pohyb, tj. takový, při němž se dráhy jednotlivých bodů obrobků nebo nástroje liší od kružnice jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se od něho liší pouze tvarem. Vřetena obráběcích strojů jsou převážně ukládána do valivých ložisek, dále také mohou být uložena v hydrostatických ložiskách. Vřeteno je obvykle staticky určité uloženo ve dvou radiálních a jednom axiálním ložisku. Přední uložení bývá axiálně nehybné, zadnímu je dovolen axiální pohyb vlivem tepelné roztažnosti vřetena (např. Obr. 4).[4]

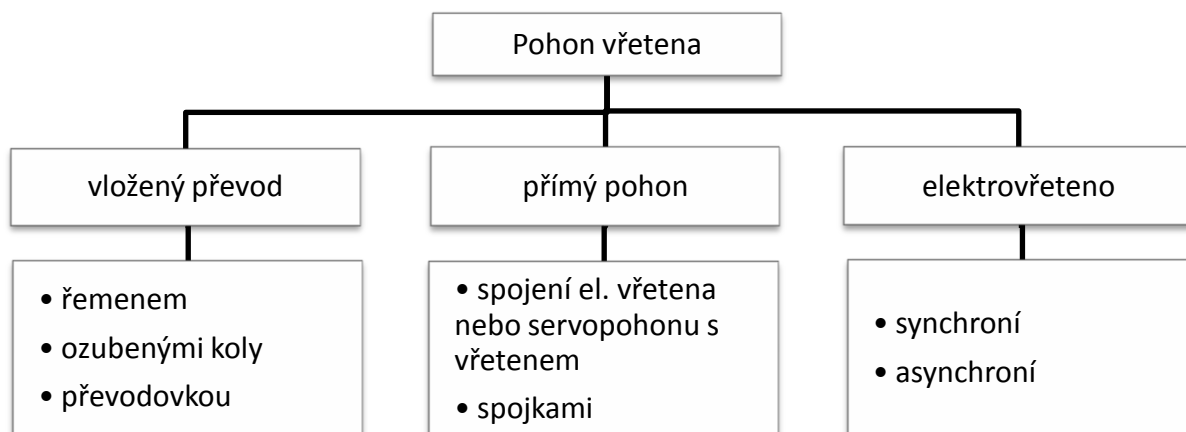
Vřetena můžeme rozdělit podle technologických procesů, ke kterým jsou určena na soustružnická, frézovací, brousící, vrtací apod.



Obr. 4: Příklad uspořádání vřetene soustruhu a základní komponenty[5]

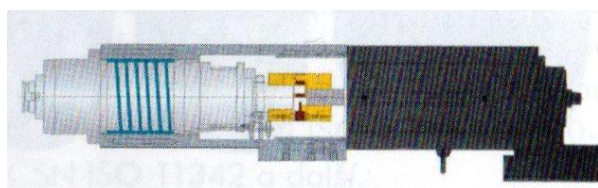
4.1. Uspořádání vřetena

Pro přenos řezného výkonu na nástroj musí být vřeteno pojeno s pohonem (motorem). Způsoby provedení pohonu vřeten jsou na Obr. 5.

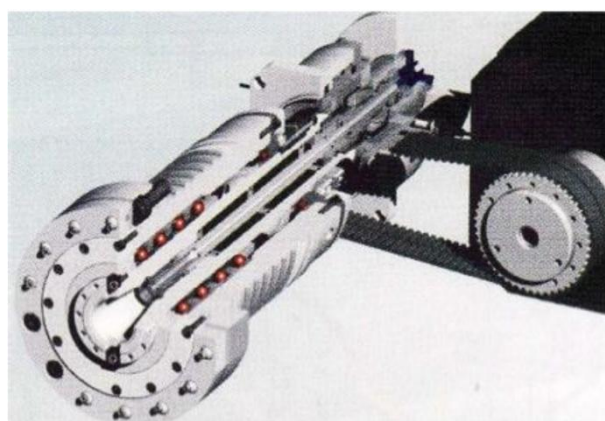


Obr. 5: Druhy pohonu vřetena[4]

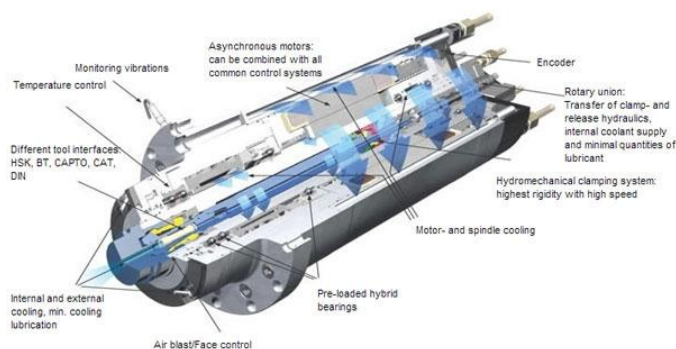
Přímý pohon (Obr. 6) se používá spíše pro oblast vysokorychlostního obrábění, kdy je potřeba dynamicky stabilní pohon. Pohon s vloženým převodem je zobrazen na Obr. 7. Ozubené řemeny se používají tam, kde je potřeba přenášet velké výkony a nesmí docházet k prokluzům řemenů. U vřeten zejména broušicích strojů, jsou pro pohon vřetena využívány ploché řemeny, které nejsou zdrojem vibrací a nepřenášejí vibrace na vřeteno elektrického pohonu. Pro klasické hrotové soustruhy se používá převodovka s ozubenými koly, která umožňuje změnu otáček vřetene řazením rychlostních stupňů (s použitím motoru bez regulace otáček). Elektrovřeteno (Obr. 8) je tvořeno rotorem, který se lisuje na vřeteno. Ve vnějším plášti je vinutí s chlazením. Vnitřkem vinutí prochází těleso vřetena s nalisovaným rotorem. Elektrovřetena se používají převážně pro frézování. [4]



Obr. 6: Přímý pohon[4]



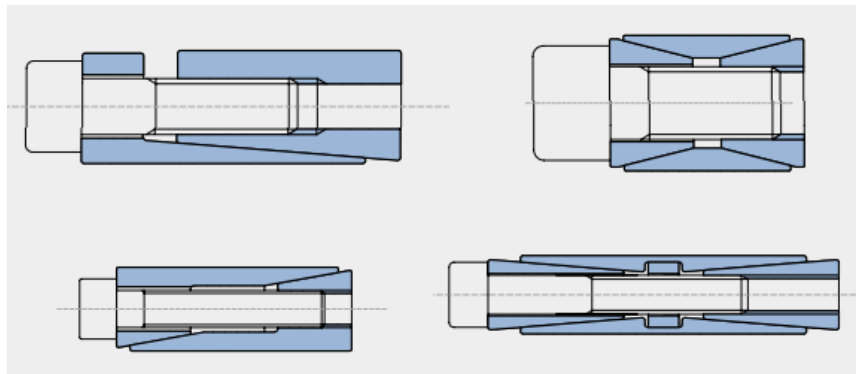
Obr. 7: Pohon vloženým převodem[4]



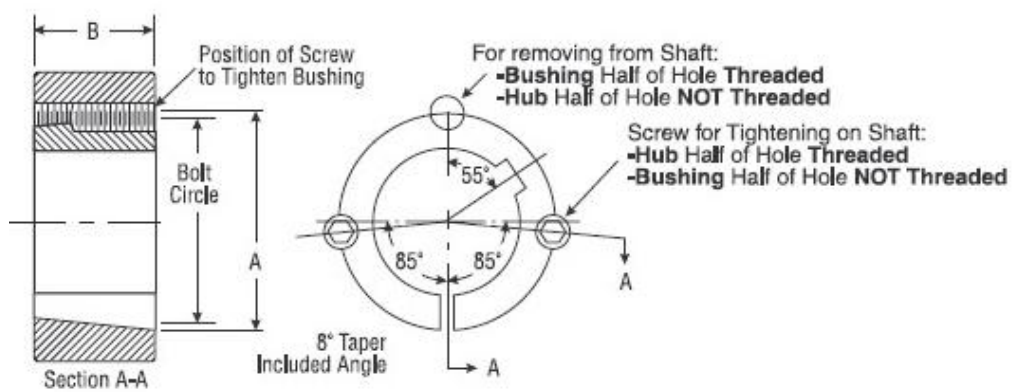
Obr. 8: Elektrovřeteno[9]

4.2. Způsob připevnění řemenic/ozubených kol ke hřídeli

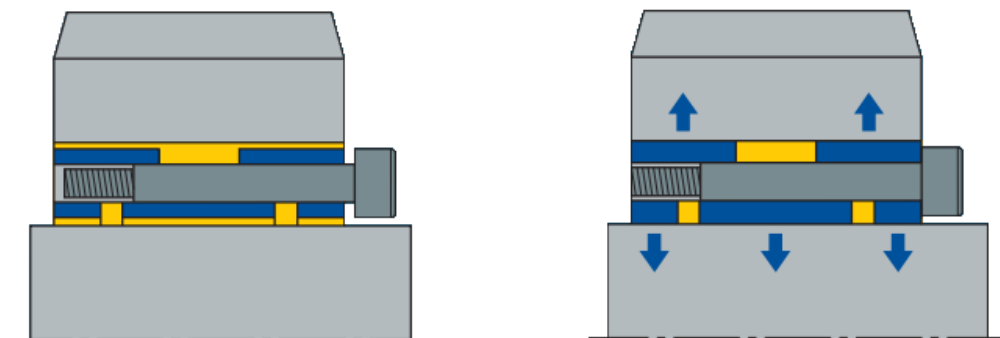
Cílem je upevnit řemenici, nebo ozubené kolo tak, aby při jejich provoz nepřinášel přidavné dynamické zatížení ložisek. Požaduje se tedy vysoká přesnost. Přenos krouticího momentu může být realizován pomocí svěrných pouzder různé konstrukce, kuželového konce hřídele, drážkování nebo těsného pera. Únosnost kuželového svěrného spoje (Obr. 9, Obr. 10) je dána třením mezi jednotlivými elementy. Únosnost těsného pera a drážkování je dána stříhovou pevností spojovacích elementů. Upínací pouzdra Spieth využívají principu vlnovce (Obr. 11), který po utahnutí vytvoří tření mezi spojovanými součástmi.



Obr. 9: Příklady provedení kuželových svěrných pouzder[6]



Obr. 10: Upínací pouzdro Taper-Lock[25]



Obr. 11: Princip upínacího pouzdra Spieth[11]

5. Ložiska

Ložiska slouží k zajištění rotačního pohybu vřetene a zachycení sil při obrábění.

Podmínky, při nichž mohou ložiska pracovat, jsou omezeny maximálními otáčkami ložisek a přípustnou provozní teplotou. Typy ložisek, které se vyznačují nízkým třením, a tedy i nízkým vývinem tepla, jsou vhodná pro vysoké otáčky. Nejvyšších otáček dosahují kuličková ložiska při čistě radiálním zatížení a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem při kombinovaném zatížení. Platí to především pro vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo kuličková ložiska s keramickými valivými tělesy.

Uspořádání ložisek pro jednotlivé typy vřeten doporučují výrobci (Tabulka 1).

uspořádání ložisek		typické použití	způsobilost otáček %	tuhost systému %		zátížitelnost %		teplotní chování hodnocení	
vředu	vzadu			axiální	radiální	axiální	radiální	provozní teplota	citlivost
==≥	==	univerzální	50	100	100	60	100	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<>>	==	broušení	72	65	100	75	50	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<>	==	soustružení	65	44	86	75	47	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<>	<>	soustružení, broušení	65	44	84	75	44	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<>	=	dřevo, motor	75	32	79	35	42	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<>	<>	vrtání, motor	75	32	77	35	40	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<>	⊖	motor	75	32	59	35	38	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<	>	frézování, vrtání	85	30	62	35	22	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<	>>	frézování, vrtání, univerzální	80	61	95	75	44	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<<	>>	frézování, vrtání, univerzální	75	76	98	100	46	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<	≈>	motor	100	23	60	30	27	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<<	≈>>	motor	100	46	92	60	52	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
< ≈>	≈>	motor	100	25	89	25	60	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
< ≈>	⊖	motor	100	23	58	30	42	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
< ≈>	=	motor	80	23	82	30	46	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<< ≈>	≈>	motor	100	46	93	50	65	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆
<< ≈>>	≈>>	motor	100	48	98	48	65	☆☆☆☆☆☆	☆☆☆☆☆☆

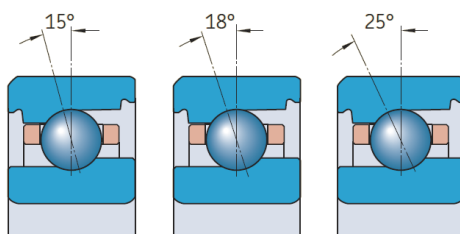
Vysvětlivky znaků: 100 = optimální, ☆☆☆☆☆☆ velmi nepříznivé, ☆☆☆☆☆☆ velmi dobré
 < vřetenové ložisko, = jedno == a dvouřadé válečkové ložisko, ≥ 2344.., ⊖ ložisko FD, ≈ pružina
 Údaje jsou směrné hodnoty, vztahené k vřetenu o průměru hřídele d = 70 mm, vzdálenosti ložisek L = 3d a konzole A = L/2

Tabulka 1: Porovnání uspořádání ložisek [5]

5.1. Ložiska používaná pro vřetena

Ložiska s kosoúhlým stykem

Vřetenová ložiska jsou obzvláště vhodná pro přenášení kombinovaných zatížení, tzn. současně působících radiálních a axiálních zatížení. Axiální únosnost kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem vzrůstá s rostoucím úhlem styku. Úhel styku (Obr. 12) je definován jako úhel, který svírá spojnice stykových bodů kuličky a oběžných drah v radiální rovině, ve které je přenášeno zatížení z jedné oběžné dráhy na druhou, a kolmice na osu ložiska. Vřetenová ložiska jsou vyráběna převážně se stykovými úhly 15° a 25°. Ložiska se stykovým úhlem 15° se vyznačují radiální tuhostí a zatížitelností a jsou vhodná pro vyšší otáčky při malé změně provozní teploty. Používají se pro brusky, jemné obráběcí stroje a uložení na straně řemenů. Ložiska se stykovým úhlem 25° mají vyšší axiální tuhost a jsou vhodnější pro kombinované radiální a axiální zatížení. Používají se pro soustruhy, frézky, vrtačky, obráběcí centra a motorová vřetena.[5]



Obr. 12: Stykové úhly vřetenových ložisek[6]

Pro zvýšení tuhosti a přenášeného zatížení jsou ložiska s kosoúhlým stykem často uspořádávána do sad. V sadě dojde ke snížení zatížení působícího na jednotlivé ložisko (Tabulka 2) a snížení povolených otáček.

uspořádání	podíl zátěže nejvíce zatěžovaného ložiska	
	F_a	F_r
	100 %	60 %
	100 %	60 %
	50 %	60 %
	50 %	60 %
	33 %	60 %
	33 %	60 %

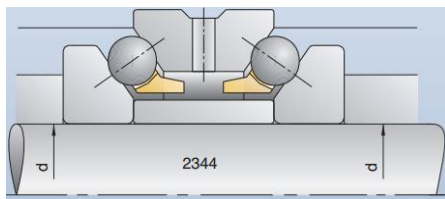
Tabulka 2: Rozložení sil v ložiskových sadách[5]

Válečková ložiska N a NN

Válečková ložiska obecně přenášejí pouze radiální síly. Proto představují ideální axiálně volná ložiska. Používají se obvykle pro zadní uložení vřeten zvláště při pohonu vřetene s vloženým převodem.

Axiální obousměrná ložiska s kosouhlým stykem

Axiální obousměrná kuličková ložiska (Obr. 13) mají stykový úhel 60° a jsou axiálně předepnutá. Proto mají vysokou axiální zatžitelnost a tuhost. Požívají se tedy převážně pro přední uložení vřetene



Obr. 13: Axiální obousměrné ložisko s kosouhlým stykem[5]

5.2. Životnost ložisek

Vřetenová ložiska přenáší kombinované radiálně-axiální (nebo radiální) zatížení. Při výpočtu zvoleného zatížení (ložisek) provádíme jeho přepočítání na tzv. ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (5.1)$$

kde: F_R je radiální síla F_A je axiální síla a X, Y jsou koeficienty závislé na poměru F_{ax}/F_{rad} jsou stanovené jednotlivými výrobci. Pro výpočet uložení, kde dochází ke změně ekvivalentního dynamického zatížení v závislosti na otáčkách, se ekvivalentní dynamické zatížení vypočítává následovně:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_s} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_s} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + P_i^3 \frac{n_i}{n_s} \cdot \frac{q_i}{100}} \quad (5.2)$$

$$n_s = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} + \dots + n_i \frac{q_i}{100} \quad (5.3)$$

kde: i je počet provozních otáčkových stupňů, P jsou ekvivalentní dynamická zatížení pro jednotlivé stupně, q jsou podíly jednotlivých otáčkových stupňů na celkové době zatěžování, n jsou otáčky v jednotlivých stupních a n_s jsou střední otáčky. Pro výpočet hodinové trvanlivosti se potom užije vztah:

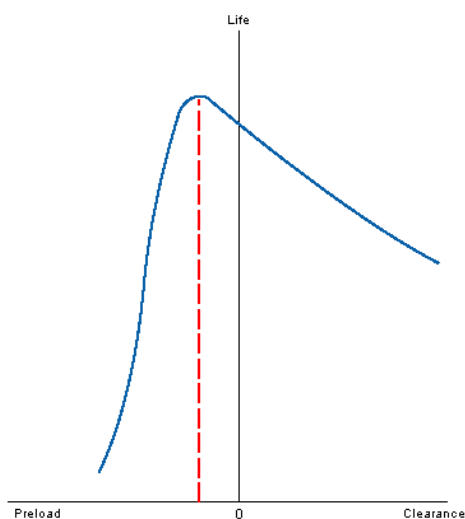
$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \quad (5.4)$$

kde C je dynamická únosnost ložiska a p je mocnitél (pro kuličková ložiska 3, pro válečková 10/3). Dále se tyto základní výpočty modifikují podle předpětí, provozních podmínek a mazání. Tyto modifikace obvykle obsahují publikace výrobců.[4]

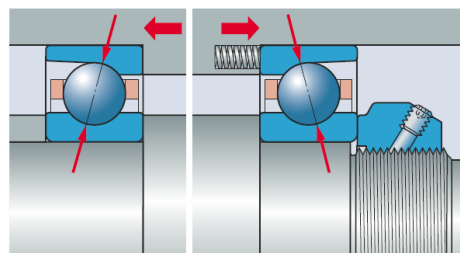
5.3. Předpětí ložisek

Předpětí se u ložisek vyvozuje za účelem: zvýšení tuhosti, snížení hlučnosti, zvýšení přesnosti uložení a prodloužení trvanlivosti. Hodnoty předpětí obvykle doporučuje výrobce. Když předpětí překročí určitou optimální hodnotu, tuhost se zvýší pouze nepatrně, zatímco tření, a tedy i provozní teplota, v ložisku prudce vzroste. Následkem toho se výrazně sníží trvanlivost ložiska (Graf 1), protože na ložisko působí přídatné konstantní zatížení. Pro přesná vysokootáčková uložení je důležité stálé neměnné předpětí. K dosažení takového předpětí se používají kalibrované lineární pružiny, které

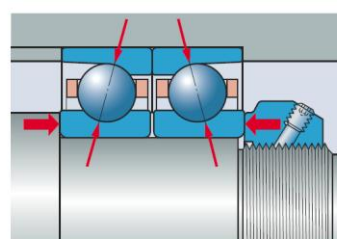
jsou umístěny mezi vnějším kroužkem a osazením v tělese (Obr. 14). Dalším způsobem dosažení předpětí je vzájemné nastavení ložiskových kroužků jeden proti druhému v axiálním směru. [6][7]



Graf 1: Závislost trvanlivosti ložiska na vůli/přepětí [6]

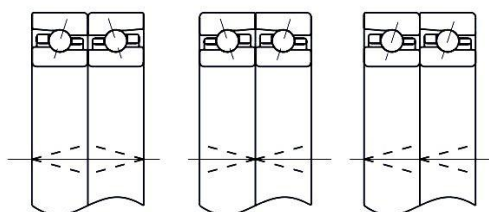


Obr. 14: Předpětí konstantní silou [6]



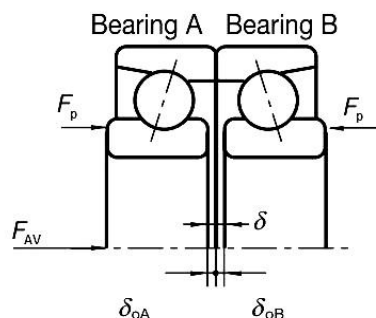
Obr. 15: Dosažení předpětí vzájemným posunutím vnějšího a vnitřního kroužku [6]

Základní uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem může být do „O“ do „X“ nebo do tandemu „T“ (Obr. 16), výrobce dodává sady pro konkrétní uspořádání.

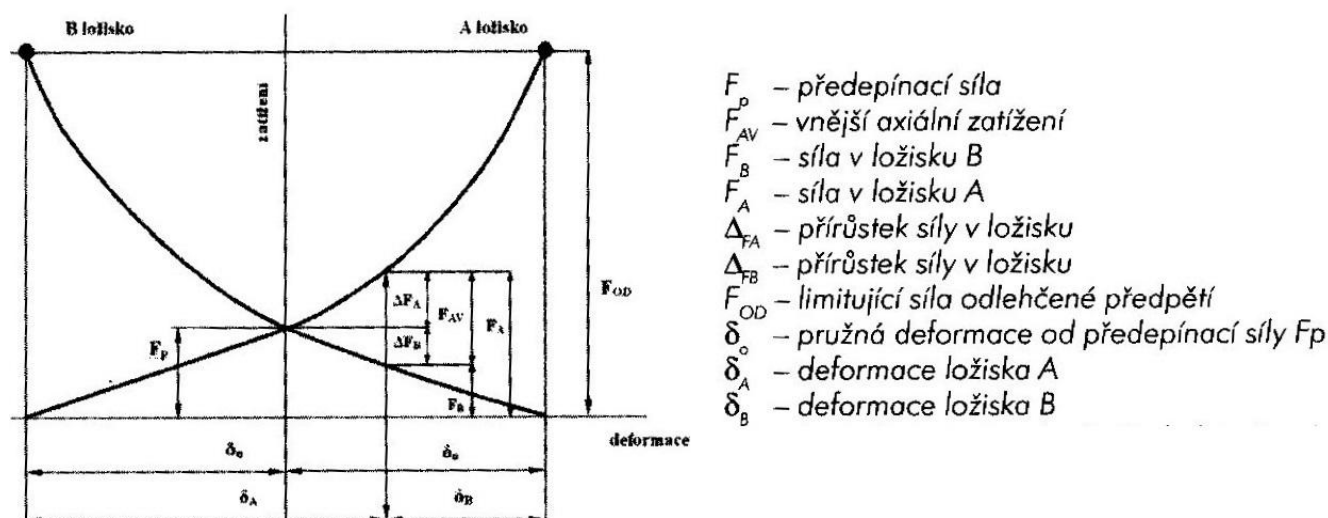


Obr. 16: Různá uspořádání ložisek [10]

Síly působící na dvojici předepjatých ložisek a deformace jsou zobrazeny na Obr. 17, Graf 2.



Obr. 17: Dvojice předepjatých ložisek-uspořádání do „O“ [10]



Graf 2: Působení vnější axiální síly ve dvojici předepnutých ložisek uspořádaných do „O“ [4]

5.4. Mazání ložisek

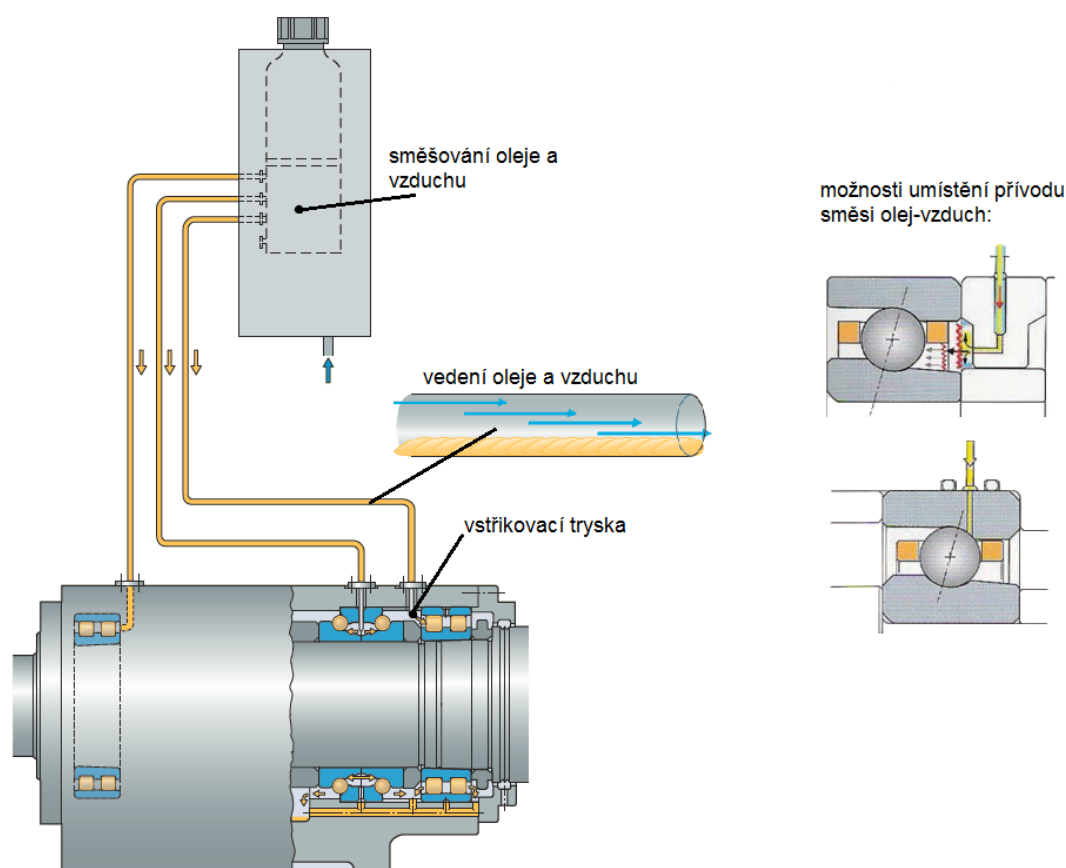
Jestliže má valivé ložisko spolehlivě pracovat, musí být správně namazáno, aby nedošlo k styku kov na kov (příp. kov na keramiku) mezi valivými tělesy, oběžnými drahami a klecí. Mazivo rovněž chrání povrch ložiska proti opotřebení a korozi. Základním parametrem pro volbu typu maziva je otáčkový faktor (parametr otáček) $n \cdot d_m$, kde n jsou otáčky a d_m je střední průměr ložiska. Pro mazání ložisek se používají 2 základní typy maziva:

Plastické mazivo

Za normálních provozních podmínek se pro mazání vřetenových ložisek používá plastické mazivo, které zaručuje dlouhodobý bezúdržbový provoz. Plastické mazivo také přispívá k utěsnění konstrukce proti nečistotám. Mazivo volíme podle provozní teploty, při které bude ložisko provozováno, podle viskozity, otáčkového faktoru a podle třídy konzistence. Používají se maziva na bázi minerálních nebo syntetických (např. esterových) olejů. Maziva vyrábějí samotní dodavatelé ložisek nebo specializovaní dodavatelé (Klüber Lubrication apod.).

Mazání olejem

Pro velmi vysoké otáčky, může být použití plastického maziva nevhodné z důvodu vysokých provozních teplot. V takovém případě je použito mazání olejem, které je běžně prováděno systémem olej-vzduch (Obr. 18), nebo systémem s nuceným oběhem oleje, který také může poskytovat jako další výhodu chlazení ložiska.

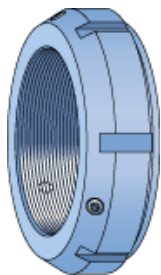


Obr. 18: Mazání systémem olej-vzduch [6]

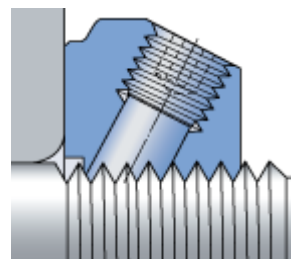
5.5. Pojištění ložisek

U vřetenových ložisek musí být upevnění provedeno tak, aby zajistilo vysokou přesnost a ložisko bylo následně namáháno definovaným způsobem. K tomu slouží například přesné matice KMT, KMTA a KMD (SKF) nebo AM, ZM, ZMA (SCHAEFFLER). Dále je možné použít rozpěrné a hydraulické upínací pouzdra nebo vhodně upravené plochy víka tělesa.

Přesné pojistné matice řady KMT (Obr. 19) a KMTA jsou vybaveny třemi pojistnými kolíky, rovnoměrně rozmístěnými po celém obvodu. Osy pojistných kolíků svírají s hřídelí stejný úhel jako bok profil závitů (Obr. 20). Při utažení stavěcích šroubů jsou kolíky přitlačeny k závitům na hřídeli, což poskytuje dostatečné tření na to, aby při běžných provozních podmínkách nedošlo k uvolnění matice.



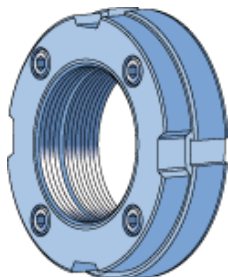
Obr. 19: Přesná pojistná matice KMT[6]



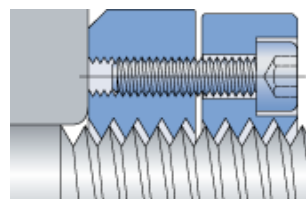
Obr. 20: Zajištění pojistnými kolíky[6]

Přesné pojistné matice řady KMD (Obr. 21) jsou předepnuty pomocí axiálních stavěcích šroubů. Poté, co je přední část pojistné matice dotažena k ložisku, utáhnou se axiální pojistné šrouby na zadní

straně (Obr. 22). Tím se zatíží závity a vytvoří se dostatečné tření, aby se zabránilo uvolnění matice za normálních provozních podmínek

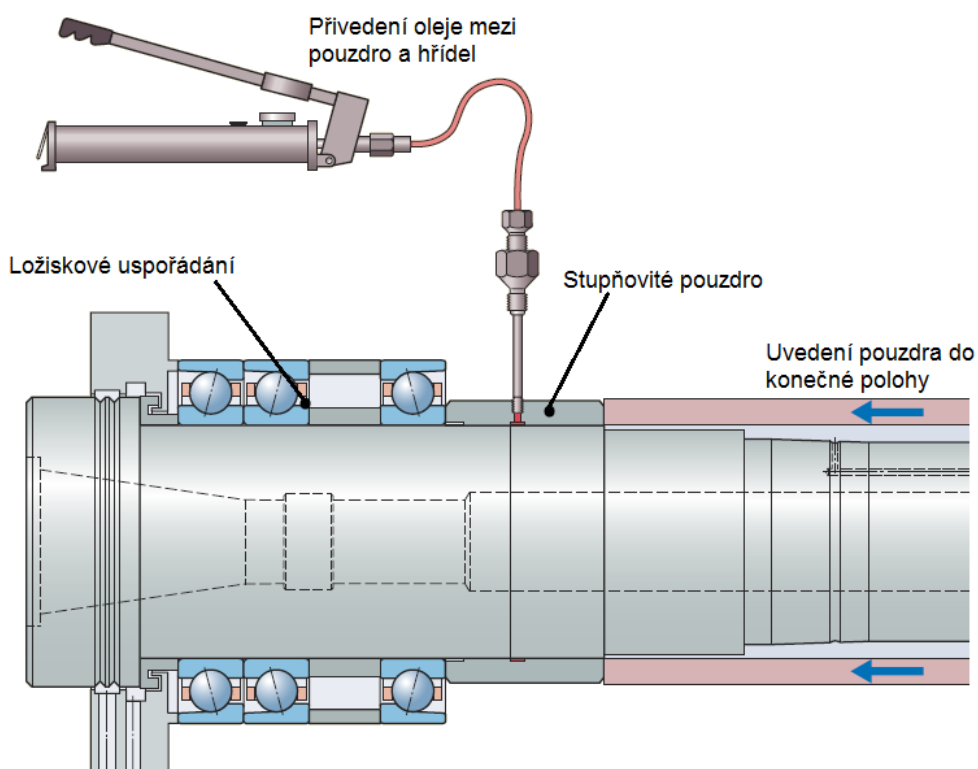


Obr. 21: Přesná pojistná matice KMD[6]



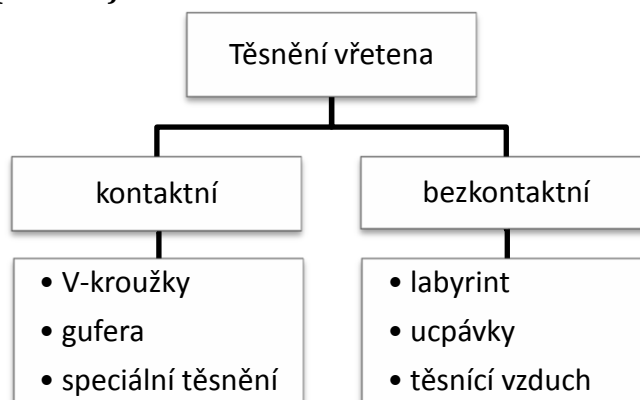
Obr. 22: Zajištění axiálními stavěcími šrouby[6]

Hydraulická upínací pouzdra (Stupňovitá pouzdra) tvoří lisovaný spoj s dvěma poněkud odlišnými průměry děr, které jsou uloženy s přesahem na hřídeli s osazením. Tato pouzdra jsou typicky používána ve vysokootáčkových aplikacích. Montáž je zobrazena na Obr. 23. Pouzdro se zahřeje a zatlačí na úložnou plochu hřídele. Po zchlazení je mezi pouzdro a hřídel vstříknuta montážní kapalina (olej) a pouzdro se uvede do konečné polohy. Pouzdro přitom plave na olejovém filmu. Následně se uvolní tlak oleje mezi stykovými plochami a olej se nechá odtéct.[6]



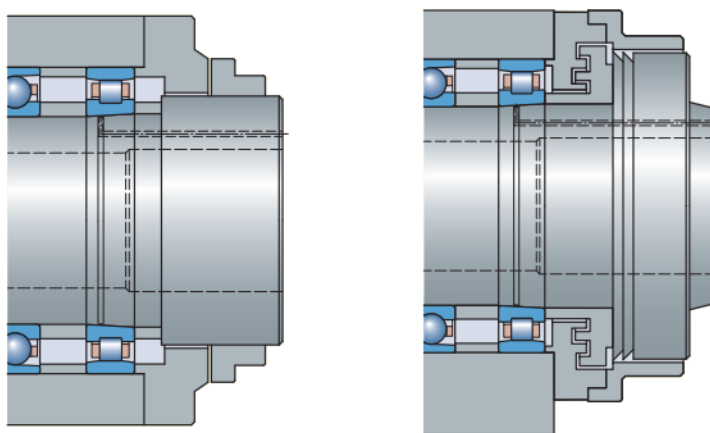
Obr. 23: Montáž upínacího pouzdra[6]

5.6. Těsnění ložisek (vřetena)



Obr. 24: Druhy těsnění vřeten

Ložiska vřetena musejí být utěsněna, aby bylo zabráněno vnikání nečistot a tím znehodnocení maziva a poškození ložiska. Kontaktní těsnění produkuje v kontaktu s vřetenem teplo. Tento druh těsnění je vhodné používat, pokud otáčkový faktor $n \cdot d_m \leq 200\,000$ [m/min]. Bezkontaktní těsnění je příznivější, ale nákladnější na výrobu. Různá provedení jsou znázorněna na Obr. 25. Jako těsnění můžeme použít přetlakový vzduch, který nám zabráni vniknutí řezné kapaliny do ložiska, a tím zabráni jeho poškození.



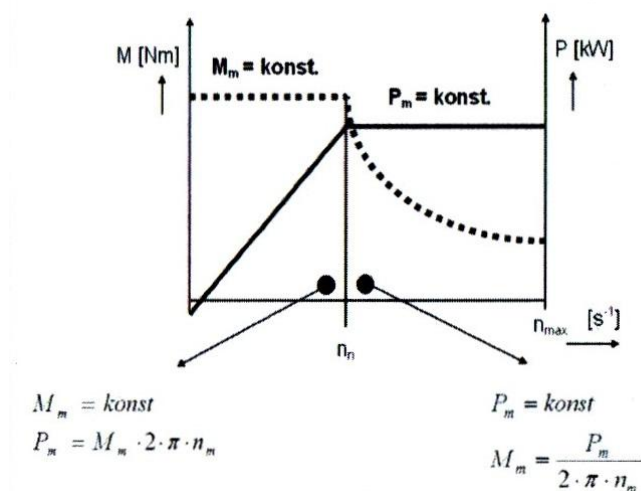
Obr. 25: Různá provedení bezkontaktního těsnění [6]

6. Pohon vřetene

Hlavní pohonný systém stroje přeměňuje vstupní elektrickou energii na energii mechanickou, čímž zabezpečuje hlavní řezný pohyb tj. v případě soustružení rotaci vřetena s obrobkem. Pohonný systém musí zajistit možnost nastavení řezných rychlostí v dostatečném rozsahu a s dostatečnou přesností a zabezpečit pro řezný pohyb potřebný výkon.[4]

6.1. Motory

Motor je základní částí pohonného systému. Vhodnost motoru posuzujeme z momentové a výkonové charakteristiky, která zobrazuje závislost momentu a výkonu na otáčkách (Graf 3). Charakteristiku je možné rozdělit na oblast konstantního momentu, kde je velikost tohoto konstantního momentu dána maximálním přípustným magnetickým tokem a oblast konstantního výkonu, která je dána konstantním napětím motoru.



Graf 3: Momentová a výkonová charakteristika motoru[4]

Výslednou charakteristiku vřetena (Graf 4) je možné určit z následujících vztahů, které se liší podle toho, v jaké oblasti charakteristiky se pohybujeme, zda v oblasti $M_m = konst.$ nebo $P_m = konst.$ (tj. od n_m do n_{max}). Pro převod do pomalu ($i > 1$) a oblast konstantního momentu platí:

$$n_{vř} = n_m / i \quad (6.1)$$

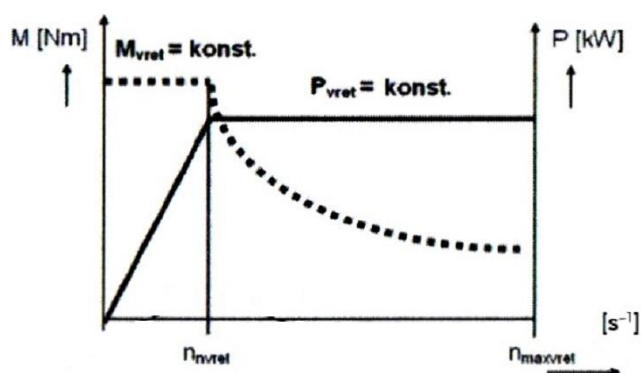
$$M_{vř} = M_m * i * \eta_c = konst. \quad (6.2)$$

$$P_{vř} = M_{vř} * 2 * \pi * n_{vř} \quad (6.3)$$

Pro oblast konstantního výkonu platí (6.1) a dále:

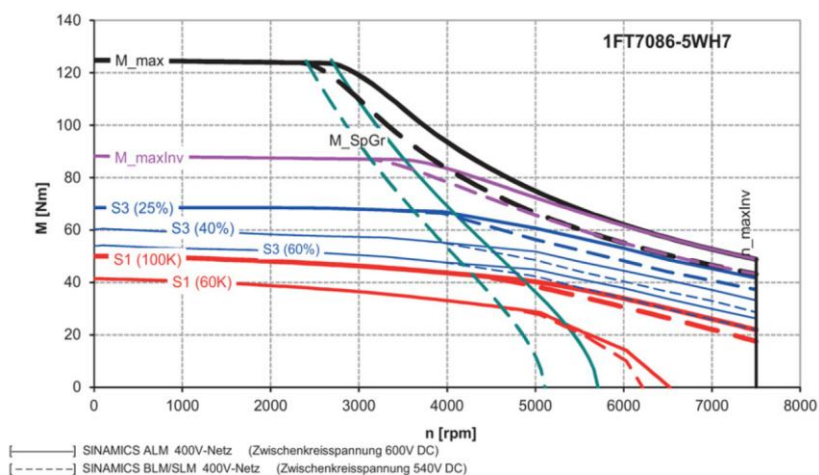
$$P_{vř} = P_m * \eta_c = konst. \quad (6.4)$$

$$M_{vř} = M_m * i * \eta_c = \frac{P_m}{2 * \pi * n_m} * i * \eta_c \quad (6.5)$$



Graf 4: Momentová a výkonová charakteristika vřetena [4]

Hodnoty dosahovaných momentů a výkonů dále závisí na druhu zatěžovacího cyklu (Graf 5) např. označení S1-trvalé zatížení, S3-přerušovaný chod.



Graf 5: Příklad závislosti momentové charakteristiky motoru na zatěžovacím cyklu[13]

Servomotory

Servomotory jsou motory, u kterých lze nastavit přesnou polohu osy (nejenom otáčky) a to za pomoci zpětné vazby nebo koncového spínače. Servomotory mohou mít rychlostní i polohovou zpětnou vazbu. Konstrukce servomotoru může vycházet ze synchronního i z asynchronního motoru.

Příklady servomotorů:

SIEMENS 1FT6[12], **1FT7**[13], **1PH7**[14]

MITSUBISHI ELECTRIC SJ-D, SJ-DL, SJ-V[15]

FANUC α i, β i[16]

ABB BSM[17]

BAUMÜLLER DS2, DSD2, DSC[18]

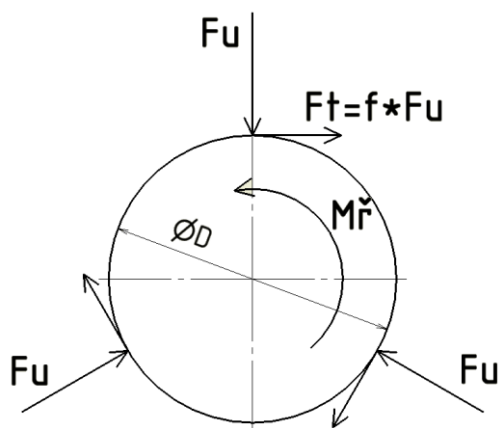
7. Upínání obrobků

Upínací mechanismus by měl zajistit stabilní přenos krouticího momentu z vřetena na obrobek. Také by měl zajistit přesnou polohu obrobku vůči vřetenu.

Obrobek se při soustružení často upíná do sklíčidla. Pro upnutí součástí s velkou délkou v poměru k průměru se používá upínání mezi hroty. Pro rychlé upínání s malým rozsahem průměrů je možné použít upínání do kleštiny. Excentrické upínání a upínání nekruhových profilů se řeší pomocí upínací desky.

7.1. Výpočet upínací síly

Na obrobek působí řezné síla F_c , která vyvozuje řezný moment M_f (Obr. 26). Aby nedošlo k protočení obrobku ve sklíčidle, musí být moment od třecích sil $M_{ut} \geq M_f$.



Obr. 26: Síly působící na obrobek

Pro tříčelistové sklíčidlo můžeme unášecí moment M_{ut} určit ze vztahu

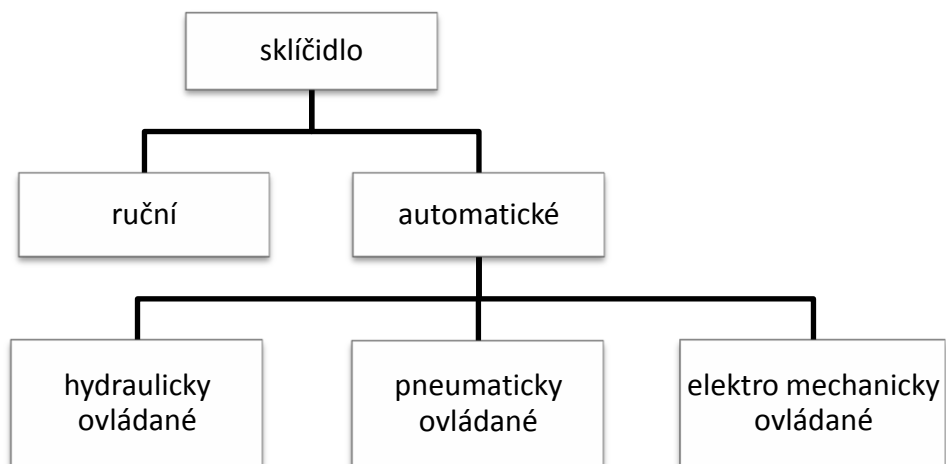
$$M_{ut} = 3 * F_t = 3 * f_t * F_u * \frac{D}{2} \quad (7.1)$$

, kde f_t je součinitel tření mezi čelistmi sklíčidla a obrobkem a D je upínací průměr obrobku. Výsledný vztah pro určení upínací síly s koeficientem bezpečnosti:

$$F_u = \frac{k * M_f}{3 * f_t * \frac{D}{2}} \quad (7.2)$$

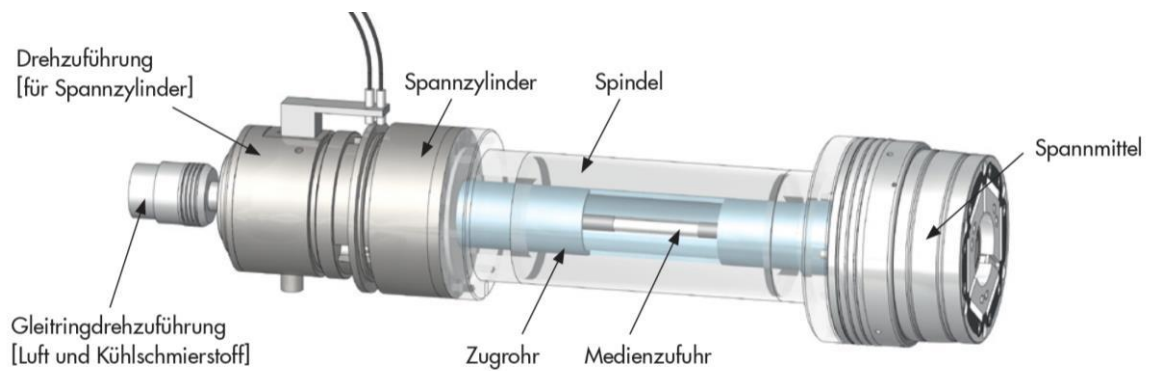
7.2. Sklíčidla

Nejpoužívanějším upínacím systémem je univerzální sklíčidlo. Bývá většinou tříčelistové, ale vyskytují se i sklíčidla vícečelistová a to zejména pro upínání tenkostěnných profilů.



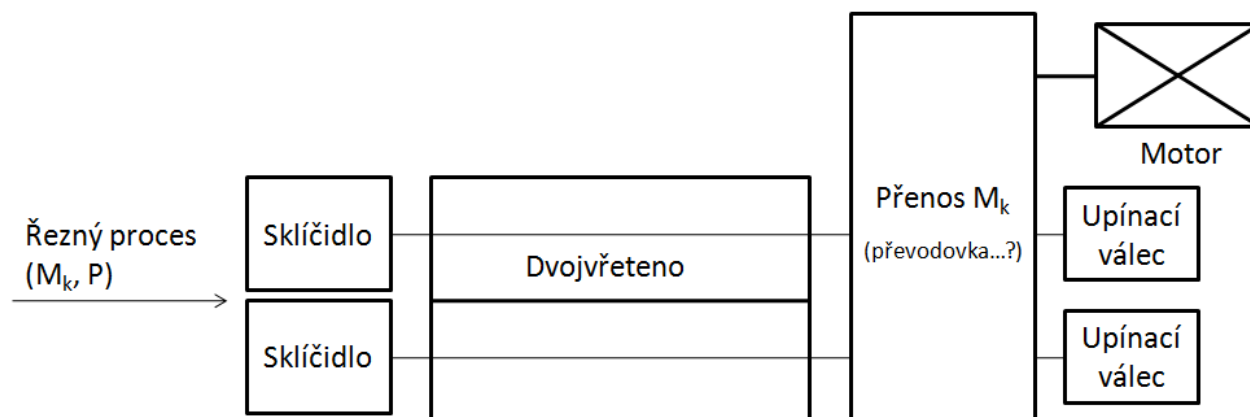
Obr. 27: Rozdělení sklíčidel

Ruční upínání se realizuje pomocí nástrčného klíče. Pro automatický režim je možné pohyb čelistí sklíčidla ovládat „táhlem“ v dutině vřetena. Síla v táhlu může být vyvozována hydraulickým válcem (Schunk [19], Röhm), pneumatickým válcem nebo elektrickým upínačem (Hainbuch[20]).



Obr. 28: Automatické sklíčidlo [20]

8. Návrh uspořádání vřetena



Obr. 29: Schéma návrhu

Postup návrhu je schematicky zobrazen na Obr. 29. Při návrhu vřetene jsou pro mne vstupními hodnotami technologické parametry pro hrubování a dokončování. Z nich následně vypočítám řezné síly, příslušné momenty a výkony. Z řezného momentu a z požadovaných upínacích rozměrů zvolím sklíčidlo a hydraulický upínací válec. Navrhnou uspořádání pohonu dvou vřetena a vyberu motor. Navrhnou uspořádání ložisek a pro zvolenou variantu provedu další potřebné výpočty.

8.1. Výpočet řezných sil a upínací síly, volba sklíčidla

Při výpočtu řezných sil vycházím ze vztahů (3.2), (3.6). Vypočtu příslušné řezné momenty a výkony. Vypočtené hodnoty následně použiji pro návrh jednotlivých komponent jako např. motoru.

Výpočet provádím pro konstrukční ocel S235J2 s mezí pevnosti v tahu 500 N/mm^2 . Hodnoty otáček a maximálního obráběného průměru uvažuji podle zadání. Při volbě posuvu a hloubky řezu pro výpočet zohledňuji nabídku břitových destiček. Velikost řezného odporu volím pro hrubování $4 \cdot R_m$ a pro dokončování $5 \cdot R_m$.

Hrubování:

$n=800 \text{ [ot./min.]}$

$f=0,4 \text{ [mm/ot.]}$

$a_p=3 \text{ [mm]}$

$$F_c = k_c \cdot A_D = f \cdot a_p \cdot C_K \cdot R_m = 0,4 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 500 = 2400 \text{ N} \quad (8.1)$$

$$F_f = 0,4 \cdot F_c = 0,4 \cdot 2400 = 960 \quad (8.2)$$

$$F_p = 0,25 \cdot F_c = 0,25 \cdot 2400 = 600 \text{ N} \quad (8.3)$$

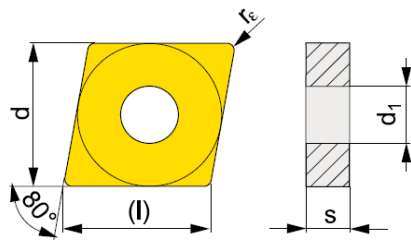
$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 70 \cdot 800}{1000} = 175,9 \text{ m/min} \quad (8.4)$$

$$M_T = F_c \cdot \frac{D \text{ [mm]}}{2 \cdot 1000} = 2400 \cdot \frac{70}{2 \cdot 1000} = 84 \text{ Nm} \quad (8.5)$$

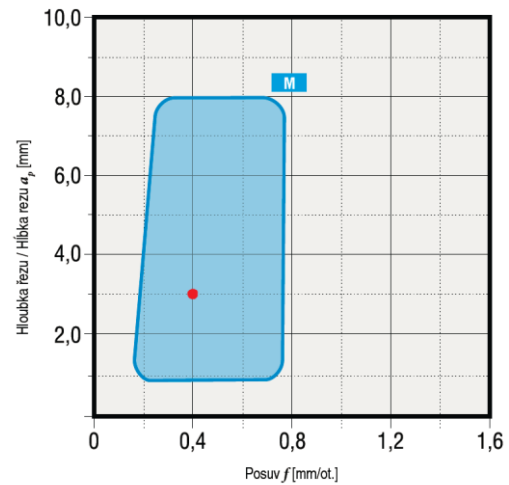
$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{60} = \frac{2400 \cdot 175,93}{60} = 7037,17 \text{ W} \quad (8.6)$$

Pro realizaci hrubování jsem vybral břitovou destičku CNMG 120408E-M.

CNMG



Obr. 30: Tvar destičky CNMG[22]



Graf 6: Oblast použití zvoleného utvařeče třísky[22]

(l)	d	d1	s	re	f min	f max	ap min	ap max
12,9	12,700	5,16	4,76	0,8	0,17	0,60	0,8	6,0

Tabulka 3: Specifikace destičky CNMG 120408E-M[22]

Dokončování:

$n=3000$ [ot./min.]

$f=0,2$ [mm/ot.]

$a_p=0,5$ [mm]

$$F_c = k_c * A_D = f * a_p * C_K * Rm = 0,2 * 0,5 * 5 * 500 = 250 \text{ N} \quad (8.7)$$

$$F_f = 0,4 * F_c = 0,4 * 500 = 100 \text{ N} \quad (8.8)$$

$$F_p = 0,25 * F_c = 0,25 * 500 = 62,5 \text{ N} \quad (8.9)$$

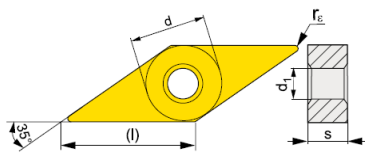
$$v_c = \frac{\pi * D * n}{1000} = \frac{\pi * 70 * 3000}{1000} = 659,7345 \text{ m/min} \quad (8.10)$$

$$M_{\tilde{r}} = F_c * \frac{D[\text{mm}]}{2 * 1000} = 500 * \frac{70}{2 * 1000} = 8,75 \text{ Nm} \quad (8.11)$$

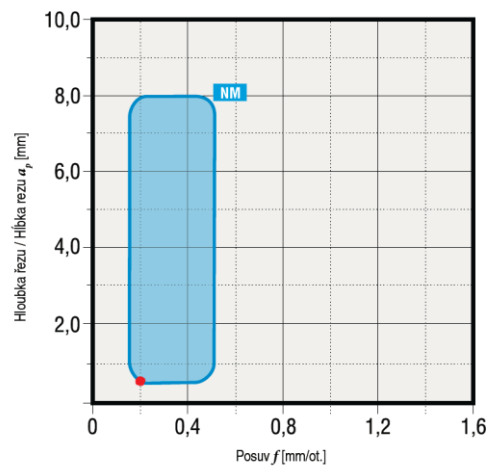
$$P_c = \frac{F_c * v_c}{60} = \frac{500 * 659,7345}{60} = 2748,89 \text{ W} \quad (8.12)$$

Pro realizaci je možné použít například destičku Pramet VNMG 160404E-NF.

VNMG



Obr. 31: Tvar destičky VNMG[22]



Graf 7: Oblast použití zvoleného utvařeče třísky[22]

(l)	d	d1	s	re	f min	f max	ap min	ap max
16,5	9,525	3,81	4,76	0,4	0,10	0,20	0,4	2,5

Tabulka 4: Specifikace destičky VNMG 160404E-NF[22]

Volba sklíčidla a hydraulického upínacího válce:

Sklíčidlo volím podle požadované síly, kterou mají vyvodit čelisti na obrobek. Požadují upínání polotovaru o maximálním průměru 70mm a přenesení krouticího momentu 84 Nm. Pro výpočet upínací síly podle vztahu (7.2) používám součinitel tření ocel-ocel $f=0,15$ [21].

$$F_u = \frac{k * M_{\tilde{r}}}{3 * f_t * \frac{D}{2}} = \frac{2 * 84}{3 * 0,15 * \frac{70}{2}} = 10,66 [kN] \quad (8.13)$$

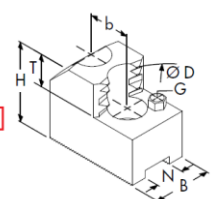
Volím sklíčidlo Schunk ROTA NCO 165 (Obr. 32), které splňuje požadavky na otáčky i upínací sílu a čelisti SZA 16-31, které umožňují upnutí zadaného průměru (Tabulka 5).

	Max. Betätigungskraft Max. actuating force	Max. Spannkraft Max. clamping force	Max. Drehzahl Max. RPM	Hub/Backe Stroke/Jaw	Kolbenhub (H) Piston stroke (H)	
Seite/Page	[kN]	[kN]	[min ⁻¹]	[mm]	[mm]	
ROTA NCO 165	276	30	72	6000	6.4	24



Obr. 32: Vybrané sklíčidlo[19]

Futtertype Chuck type	Bezeichnung Description	ID	Spannbereich Clamping range	Schwingkreis Swing diameter	N	B	H	T	G	b	Satz Set
			[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
ROTA NCO 165	SZA 16-30	0122110	41 - 67	180	17.0	35.0	50.0	20.0	M5	19.0	1.3
	SZA 16-31	0122111	60 - 86	180	17.0	35.0	50.0	20.0	M5	19.0	1.2
	SZA 16-32	0122112	82 - 109	180	17.0	35.0	50.0	20.0	M5	19.0	1.1
	SZA 16-33	0122113	100 - 127	188	17.0	40.0	50.0	20.0	M5	19.0	1.2
	SZA 16-34	0122114	122 - 149	208	17.0	40.0	50.0	20.0	M5	19.0	1.6



Tabulka 5: Čelisti pro vybrané sklíčidlo

K vyvození dostatečné tažné síly pro ovládání čelistí sklíčila, volím hydraulický válec Schunk OPUS V 70 (Tabulka 6).

OPUS-V		70
	ID	0823320
Kolbenfläche - Piston area	[cm ²]	28
Max. Druck - Max. pressure	[bar]	70
Zugkraft bei 40 bar - Draw pull at 40 bar	[kN]	11
Leckölmenge - Oil leakage	[dm ³ /min]	1.5
Max. Drehzahl - Max. RPM	[min ⁻¹]	7000
Gewicht - Weight	[kg]	8.5
Trägheitsmoment - Moment of inertia	[kg/m ²]	0.012



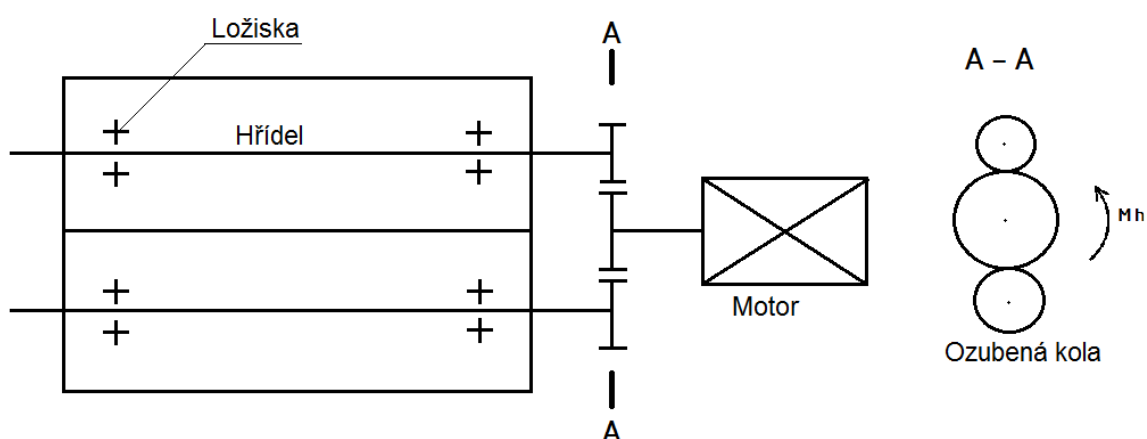
Tabulka 6: Vybraný hydraulický válec [19]

8.2. Návrh pohonu

8.2.1. Návrh uspořádání pohonu

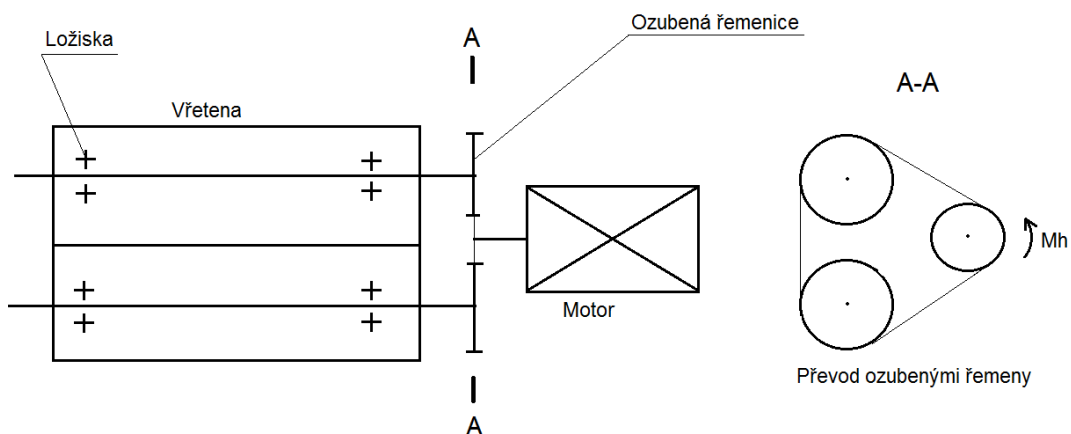
Při návrhu varianty uspořádání pohonu dvou vřeten lze využít možnost pohánět obě vřetena jedním motorem. V takovém případě musí být pohon realizován vloženým převodem (ozubený řemen nebo ozubení), který umožňuje rozdělit výkon motoru na jednotlivá vřetena. Elektrovřeteno i přímý pohon vyžadují použití dvou motorů. Použití dvou motorů by pro dané účely bylo nákladnější, ale zjednodušilo by konstrukci, protože by nebylo nutné řešit přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno. Pro jednodušší umístění soustružnických nožů na stroji je dále vhodné, aby obě vřetena měla stejný smysl otáčení.

Varianta využívající ozubení

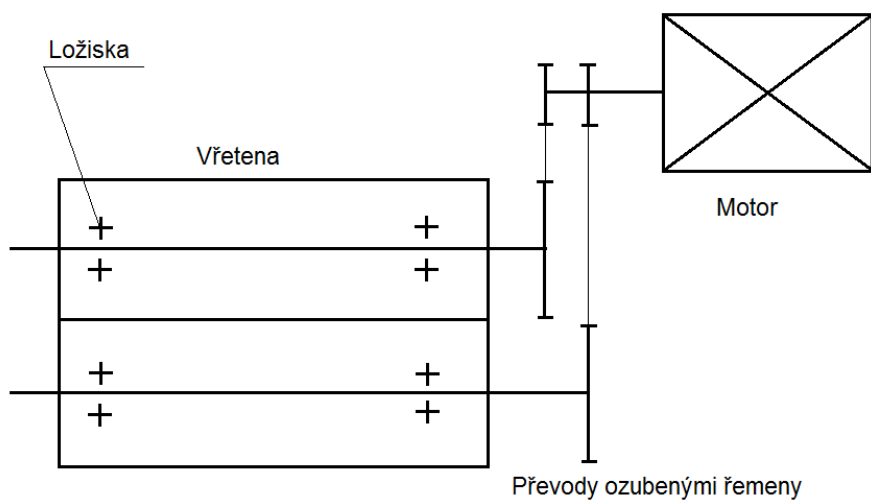


Obr. 33: Varianta I

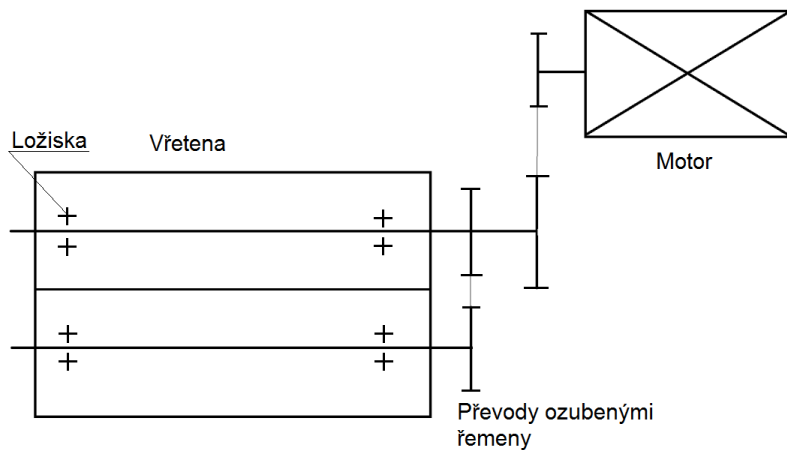
Varianty pro pohon ozubeným řemenem



Obr. 34: Varianta II

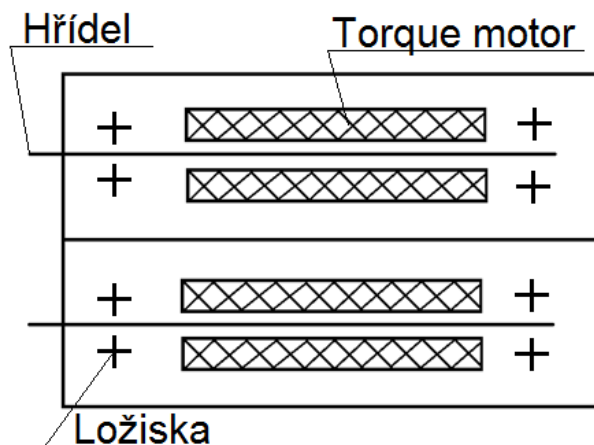


Obr. 35: Varianta III



Obr. 36: Varianta IV

Elektrovřeteno



Obr. 37: Varianta V

Navržené varianty porovnávám podle ceny, složitosti konstrukce, namáhání vřeten, hluku a složitosti montáže. Ve srovnávací tabulce (Tabulka 7) je použito hodnocení 0(varianta je z daného hlediska zcela nevhodná/nevýhodná)-3(velmi vhodné/výhodné řešení).

Kritérium	Varianta				
	I	II	III	IV	V
Cena	1	3	3	3	0
Složitost konstrukce	3	3	2	2	3
Namáhání vřeten (silové poměry)	2	1	2	3	3
Hluk, vibrace	0	2	2	2	2
Složitost montáže (napnutí, osová vzdálenost)	2	3	2	2	3
Σ	8	12	11	12	11

Tabulka 7: Volba uspořádání pohonu

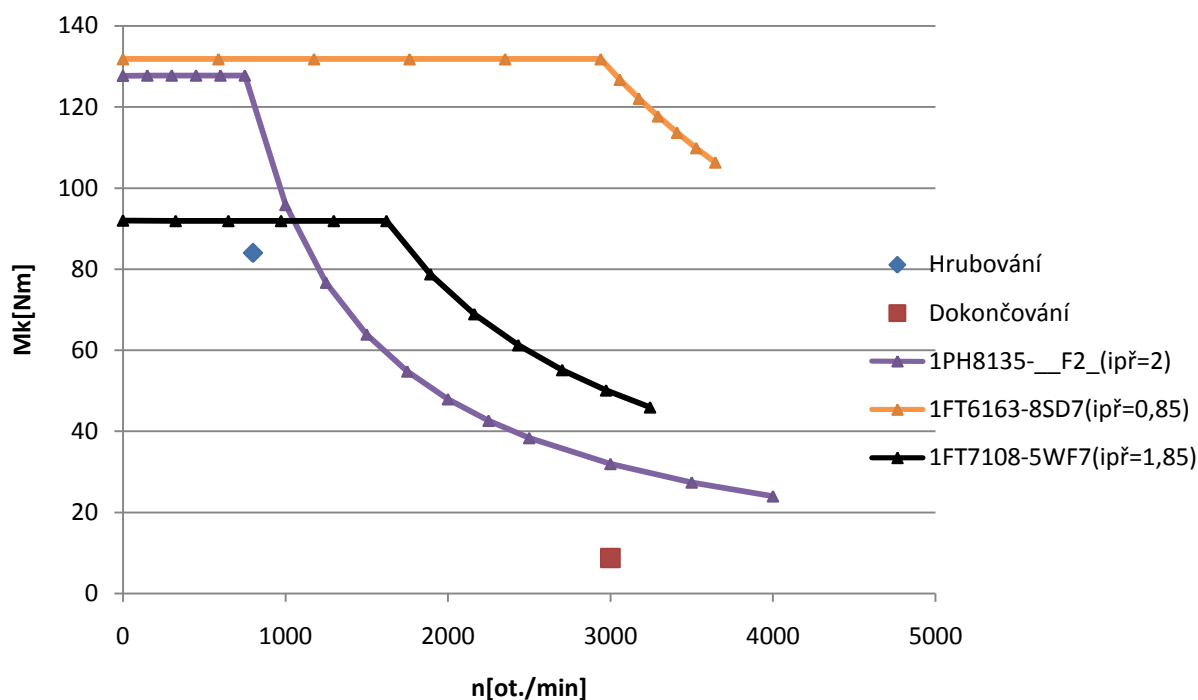
Na základě porovnání navržených variant (Tabulka 7) volím variantu IV, protože u varianty II dochází k výrazně nevýhodnému namáhání hřídelů vřeten. Zvolená varianta se skládá z motoru, který pohání horní vřeteno prostřednictvím ozubeného řemenu. Přenos výkonu na spodní vřeteno je realizován druhým ozubeným převodem s převodovým poměrem 1.

8.2.2. Návrh motoru

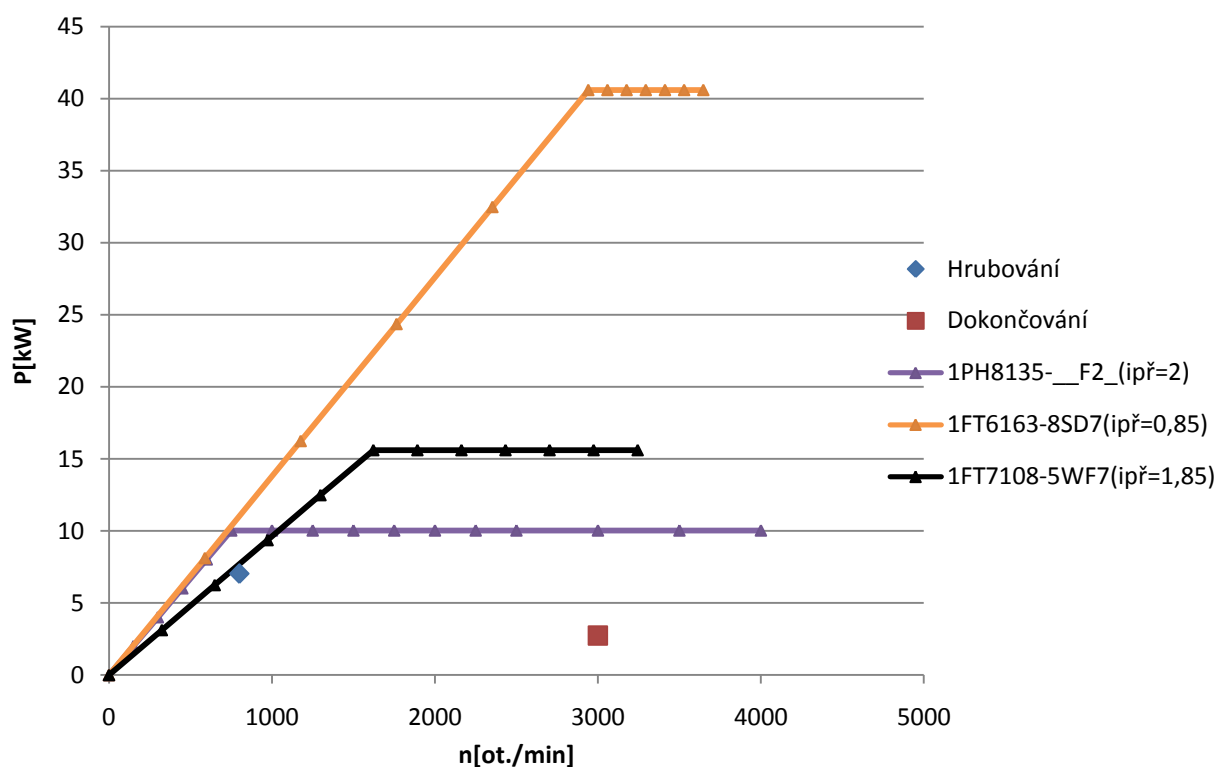
Pro porovnání vybraných servomotorů volím převodový poměr i mezi motorem a vřetenem. Následně si z momentové a výkonové charakteristiky motoru určím charakteristiku vřetena při použití daného motoru (Graf 8, Graf 9) ze vztahů (6.1), (6.2), (6.3), (6.4) a (6.5). Motorem jsou poháněna dvě vřetena, při předpokladu stejného zatížení obou vřeten tedy dojde k rozdělení momentu a výkonu na obě vřetena, proto je nutné vztahy upravit do tvaru:

$$P_{vř} = \frac{P_m * \eta_c}{2}, \text{ kde } \eta_c \text{ je celková účinnost} \quad (8.14)$$

$$M_{vř} = \frac{\eta_c * M_m * i}{2} \quad (8.15)$$



Graf 8: Momentové charakteristiky vřetena pro porovnávané motory



Graf 9: Výkonové charakteristiky vřetena pro porovnávané motory

Charakteristiky vřetena pro jednotlivé předvybrané motory porovnáám s požadovanými hodnotami momentu a výkonu pro hrubování a dokončování (Graf 8., Graf 9). Všechny tři porovnávané motory vyhovují v obou požadovaných pracovních bodech. Motor 1PH8135-__F2_ by byl při dokončování

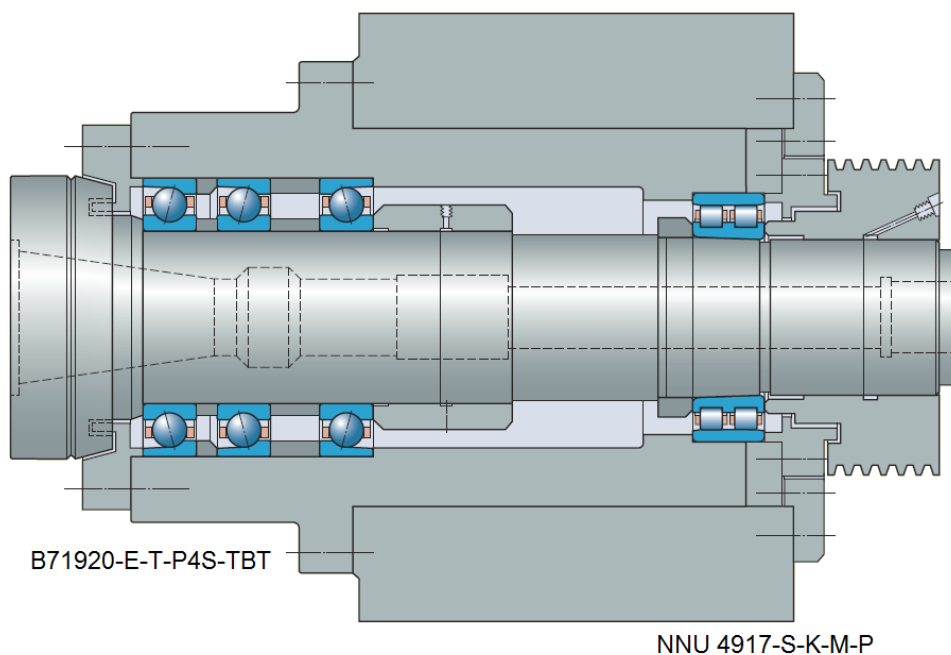
otáčkově přetížen na čtyřnásobek nominální hodnoty, což by mohlo mít negativní dopad na životnost. U motoru 1FT6163-8SD7 nevyužívám dostatečně jmenovitý výkon (Graf 9), protože by hrubování probíhalo při otáčkách menších než jmenovitých. Proto volím motor 1FT7108-5WF7. Navržené technologické parametry jsou zástupně vybrány pro účel volby. Při výrobě může dojít k návrhu nových technologických podmínek, které budou zvoleny na základě výsledných možností motoru (celého pohonu).

Three-phase servo motor 1FT7108-5WF7			
Technical specifications	Symbol	Unit	Value
Rated speed	n_N	rpm	3,000
Rated torque (100K)	$M_{N(100K)}$	Nm	109
Optimum power	P_{opt}	kW	34.2
Max. permissible speed (mech.)	$n_{max mech}$	rpm	6,000

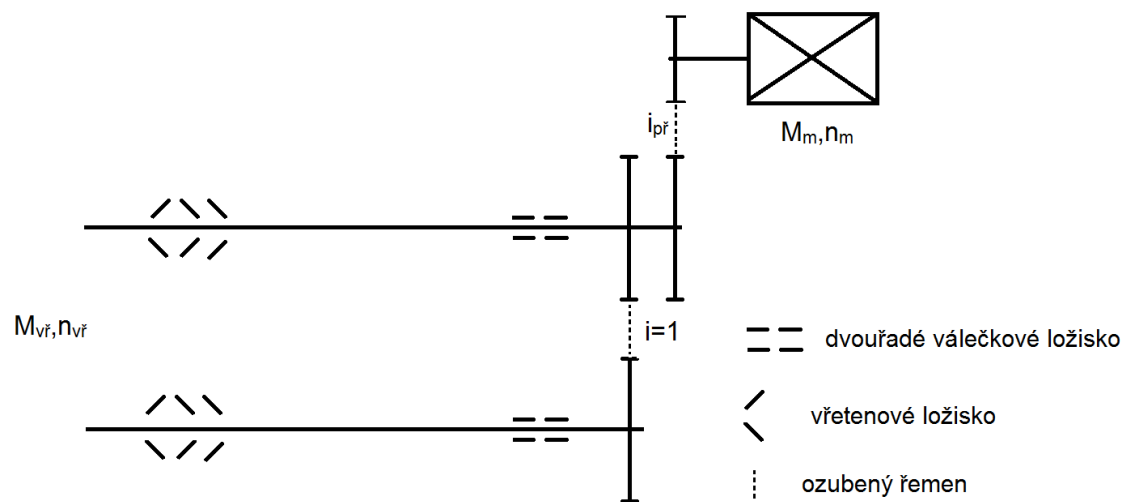
Tabulka 8: Parametry zvoleného motoru[13]

8.3. Volba uspořádání ložisek

Uspořádání ložisek volím podle doporučení výrobců (např. Tabulka 1) pro soustružení a pohon vloženým převodem. Pro zadní uložení je při použití řemenového převodu doporučováno použití dvouřadého válečkového ložiska. Pro přední uložení volím sadu kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Pro určení vzdálenosti ložisek se řídím doporučeným poměrem, že vzdálenost mezi středy ložisek by měla být přibližně 3 ÷ 3,5 krát průměr vnitřního kroužku ložiska na pracovním konci. Zvolené uspořádání je na Obr. 38 a Obr. 38.[5][6]



Obr. 38: Zvolené uspořádání ložisek[6]



Obr. 39: Schematické znázornění navržené varianty

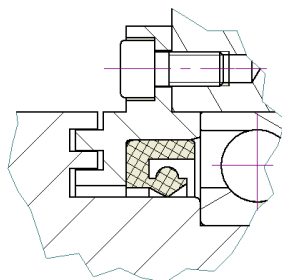
9. Výběr komponent

Volba ložisek:

Vzhledem k rozměrům upínače ROTA NCO 165, kterým přizpůsobuji přední konec hřídele, rozměrům dutiny pro táhlo a snaze omezit velikost vřetena volím pro přední uložení ložiskovou sadu B71920-E-T-P4S-TBT a pro zadní uložení dvouřadé válečkové ložisko NNU 4917. Jedná se o nejmenší rozměr ložisek pro daný průměr hřídele.

Volba těsnění:

Pro přední stranu ložiskového prostoru jsem zvolil kombinaci kontaktního a bezkontaktního těsnění proti vniknutí řezné kapaliny a dalších nečistot. Labyrint bude vytvořen mezi hřídelem a víkem tělesa (Obr. 40). Velikost radiální mezery bude 0,2 mm. Pro zadní stranu ložiskového prostoru jsem zvolil těsnění guferem, protože ze zadní strany bude v okolí méně nečistot.



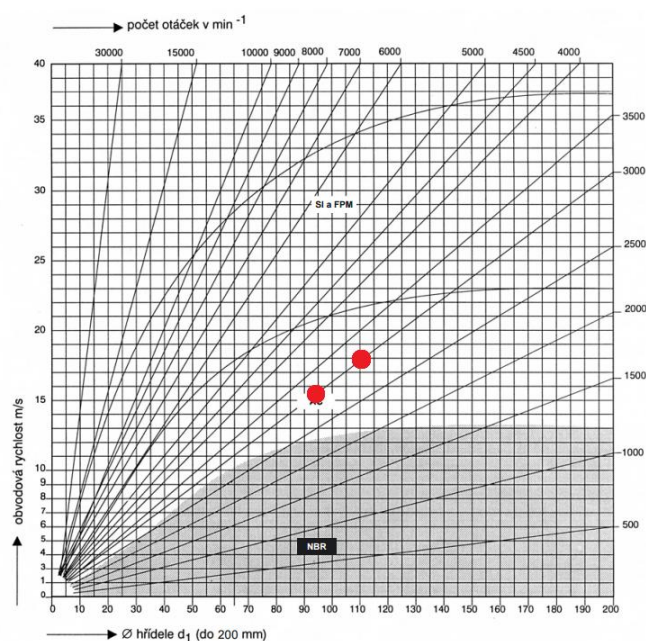
Obr. 40: Umístění těsnění

Volba materiálu gufera se provádí podle obvodové rychlosti respektive teploty. Gufera jsou umístěna na průměrech 110 mm u předního uložení ložisek a 95 mm u zadního uložení ložisek. Průměry jsem zvolil podle požadavků osazení pro ložiska. Obvodové rychlosti počítám pro dokončování, při kterém je obvodová rychlost větší.

$$v_{obv1} = \pi * D_G * n = \pi * 110 * 3000 = 1036726 \text{ mm/min} = 17,3 \text{ m/s} \quad (9.1)$$

$$v_{obv2} = \pi * D_G * n = \pi * 95 * 3000 = 895354 \text{ mm/min} = 14,9 \text{ m/s} \quad (9.2)$$

Pro tyto obvodové rychlosti volím materiál FPM (fluorokaučuk) dle Graf 10.



Graf 10: Volba materiálu gufera podle obvodové rychlosti[23]

Výběr řemenů:

Při výběru řemenu jsem nejdříve zvolil typ řemenu CONTI SYNCHROFORCE EXTREME HTD 8M.

Následně se podle obvodové síly vypočítá šířka řemenu.

$$F_{obv} = \frac{M_m * 2}{d_{mř}} = \frac{109000 * 2}{76,39} = 2853,8 \text{ N} \quad (9.3)$$

Šířku řemenu jsem zvolil 50 mm pro oba řemeny. Komplexnější výpočet jsem provedl pomocí software dodavatele (Tabulka 9).

Řemen			
Druh řemenu	Ozubený řemen	Profil řemenu	HTD
Typ řemenu	CONTI SYNCHROFORCE EXTR	Druh řemenu	8M
Geometrie			
Vymazat zadané hodnoty			
Malá řemenice		Velká řemenice	
Účinný průměr	dwk 76,39 mm	Účinný průměr	dwg 142,60 mm
Počet zubů	zk 30	Počet zubů	zg 56
Otáčky	nk 2999,99 1/min	Otáčky	ng 1607,14 1/min
Převodový poměr	i 1,87	Požadovaná délka řemenu	Lwgef
Osová vzdálenost	a 265,94 mm	Délka řemenu	Lw 880,00 mm
Výkon			
Vymazat zadané hodnoty			
Malá řemenice		Velká řemenice	
Krouticí moment	Mk 109,00 Nm	Krouticí moment	Mg 203,46 Nm
Přenášený výkon	P 34,243 kW	Požadovaná šířka řemenu	bgef
Požadovaný provozní součinitel	C0gef 1,60	Provozní podmínky	střední zatížení
Výsledek			
Náhled výsledku			
Vypočtená Šířka řemenu	berr 48,93 mm	Obvodová síla	Fu 2853,59 N
Zvolená Šířka řemenu	baus 50,00 mm	Celková předepínací síla	Fv 3263,10 N
Požadovaný provozní součinitel	C0er 1,64	Statická síla ve větvi	Fstat 1644,34 N
Hodnota výkonu	Pr 56,06 kW	Vlastní frekvence řemenu	f 162,17 Hz
CONTI HTD 880 - 8M - 50 - SYNCHROFORCE EXTREME			

Tabulka 9: Výsledky výpočtu řemenu

Volba připevnění řemenic:

Pro připevnění řemenic ke hřídelům volím spojení perem. Na horním hřídeli použiji pero 22x14x110 pro obě řemenice. Velikost pera na horním hřídeli je zvolena podle průměru hřídele dle [21]. Na spodním hřídeli je zvolen menší průřez pera, aby bylo možno použít normalizovanou délku pera a tedy pero 18x11x50. Pera kontroluji níže v kapitole 10.3.

10. Kontrolní výpočty

10.1. Kontrola hřídele

Hřídel počítám jako staticky určitě uložený nosník podepřený dvěma podporami v místech uložení v ložiscích. Zatěžující síly, průběhy ohybových momentů a průběh krouticího momentu jsou zobrazeny na Obr. 41-Obr. 43. Kontroluji pouze spodní hřídel, protože na horním se momenty od napínacích sil řemenu odečtou a namáhání bude menší Obr. 39. Velikost napínacích sil řemenu jsem vypočítal v příloze.

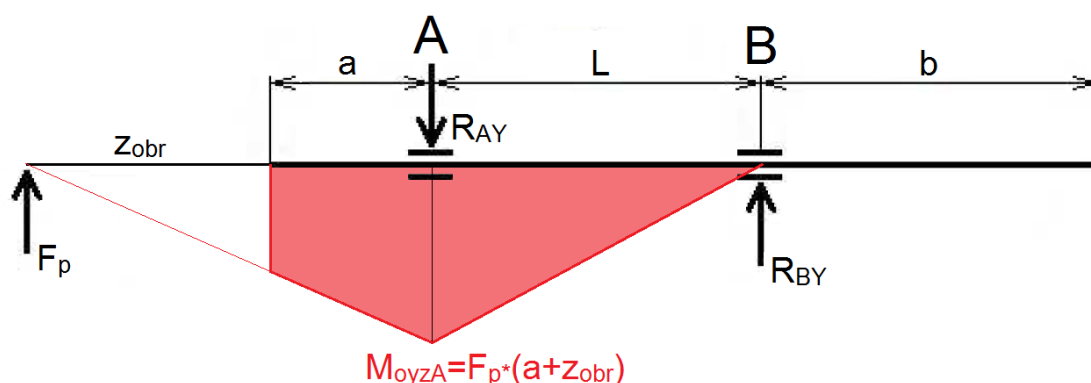
Pro výpočet reakcí je nutné z navrženého uspořádání určit vzdálenosti mezi působícími silami a podporami v podobě ložisek. Podporu uvažuji vždy ve středu ložiska nebo ložiskové sady. Vzdálenosti jsou: $a=164$ mm, $L=332,5$ mm, $b=67,5$ mm. Působíště řezných sil uvažuji při maximálním vyložení obrobku dle zadání.

Výpočet reakcí v rovině yz:

$$F_p * (z_{obr} + a) = R_{BY} * L \quad (10.1)$$

$$R_{BY} = \frac{F_p * (z_{obr} + a)}{L} = \frac{600 * (80 + 164)}{332,5} = 440,3 \text{ N} \quad (10.2)$$

$$R_{AY} = F_p + R_{BY} = 600 + 440,3 = 1040,3 \text{ N} \quad (10.3)$$



Obr. 41: Ohybové namáhání v horizontální rovině yz

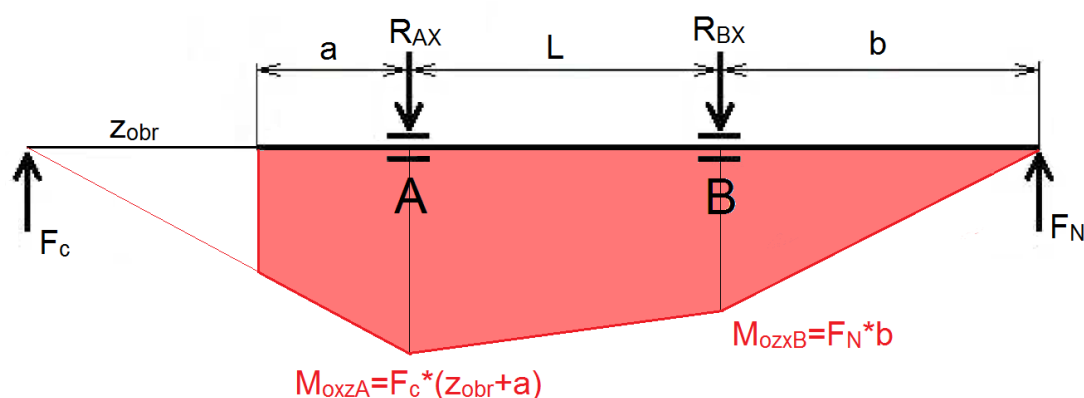
Výpočet reakcí v rovině xz:

$$F_c * (z_{obr} + a) + R_{BX} * L = F_N * (b + L) \quad (10.4)$$

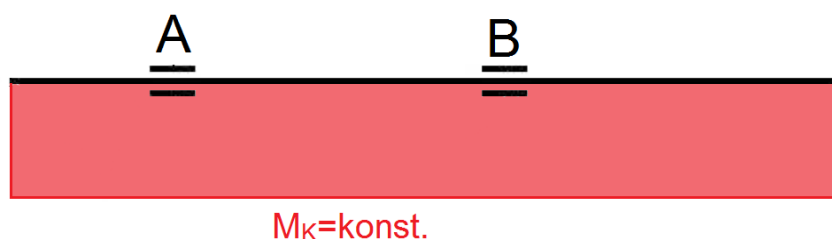
$$R_{BX} = \frac{F_N * (b + L) - F_c * (z_{obr} + a)}{L} \quad (10.5)$$

$$R_{BX} = \frac{2854 * (67,5 + 332,5) - 2400 * (80 + 164)}{332,5} = 1672,2 \text{ N} \quad (10.6)$$

$$R_{AX} = F_c + F_N - R_{BX} = 2400 + 2854 - 1672,2 = 3581,8 \text{ N} \quad (10.7)$$



Obr. 42: Ohybové namáhání ve vertikální rovině xz



Obr. 43: Namáhání krutem

Kontrola místa A:

$$\sigma_{oyzA} = \frac{M_{oyzA}}{W_o} = \frac{F_p * (a + z_{obr})}{\pi * \frac{D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} = \frac{600 * (164 + 80)}{\pi * \frac{100^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{40}{100}\right)^4\right)} = 1,53 \frac{N}{mm^3} \quad (10.8)$$

$$\sigma_{oxzA} = \frac{M_{oxzA}}{W_o} = \frac{F_c * (a + z_{obr})}{\pi * \frac{D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} = \frac{2400 * (164 + 80)}{\pi * \frac{100^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{40}{100}\right)^4\right)} = 6,12 \frac{N}{mm^3} \quad (10.9)$$

$$\tau_A = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\pi * \frac{D^3}{16} * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} = \frac{84\,000}{\pi * \frac{100^3}{16} * \left(1 - \left(\frac{40}{100}\right)^4\right)} = 0,439 \frac{N}{mm^3} \quad (10.10)$$

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{oyzA}^2 + \sigma_{oxzA}^2 + (2 * \tau_A)^2} = \sqrt{1,53^2 + 6,12^2 + (2 * 0,439)^2} = 6,37 \frac{N}{mm^2} \quad (10.11)$$

Kontrola místa B:

$$\sigma_{oyzB} = \frac{M_{oyzB}}{W_o} = \frac{F_N * b}{\pi * \frac{D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} = \frac{2854 * 67,5}{\pi * \frac{85^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{40}{85}\right)^4\right)} = 3,36 \frac{N}{mm^2} \quad (10.12)$$

$$\tau_B = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\pi * \frac{D^3}{16} * \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)} = \frac{84\,000}{\pi * \frac{85^3}{16} * \left(1 - \left(\frac{40}{85}\right)^4\right)} = 0,733 \frac{N}{mm^3} \quad (10.13)$$

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{\sigma_{yzB}}^2 + (2 * \tau_B)^2} = \sqrt{3,36^2 + (2 * 0,733)^2} = 3,67 \frac{N}{mm^3} \quad (10.14)$$

Namáhání vřetena je v obou kritických místech mnohonásobně menší než mez kluzu tedy vyhovující.

10.2. Kontrola ložisek

Ložiska kontrolují podle vzorců (5.1) a (5.4). Při výpočtu uvažují jen hrubování, protože představuje většinu pracovního času a zatížení ložisek při něm je významně větší. Výpočet radiálního zatížení ložisek vychází z reakcí (vypočtených výše), které ložiska zachytávají.

Kontrola ložiskové sady B71920-E-T-P4S-TBT:

$$A_{rad} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{1,04^2 + 3,58^2} = 3,73 \text{ kN} \quad (10.15)$$

V axiálním směru ložisková sada zachytává sílu posuvu F_f .

$$A_{ax} = F_f = 0,96 \text{ kN} \quad (10.16)$$

Hodnota ekvivalentního dynamického zatížení závisí na poměru radiálního axiálního zatížení ložisek podle vztahů (10.17) a (10.18)[5]. Při výpočtu využívám teorie o rozložení zatížení v ložiskové sadě z Tabulka 2.

$$P = F_{rad} \text{ pro } F_{ax}/F_{rad} \leq 1,31 \quad (10.17)$$

$$P = 0,5 * F_{rad} + 0,38 F_{ax} \text{ pro } F_{ax}/F_{rad} \geq 1,31 \quad (10.18)$$

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{A_{ax} * 0,5}{A_{rad} * 0,6} = \frac{0,96 * 0,5}{3,73 * 0,6} = 0,21 \leq 1,31 \rightarrow P_A = F_{rad} = 0,6 * 3,73 = 2,24 \text{ kN} \quad (10.19)$$

$$L_{h10A} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60 * n_m} = \left(\frac{55}{2,24}\right)^3 \frac{10^6}{60 * 800} = 309261 \text{ hod} = 35,3 \text{ let} \quad (10.20)$$

Kontrola ložiska NNU 4917:

Válečková ložiska přenášejí pouze radiální zatížení.

$$B_{rad} = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{0,44^2 + 1,67^2} = 1,73 \text{ kN} \quad (10.21)$$

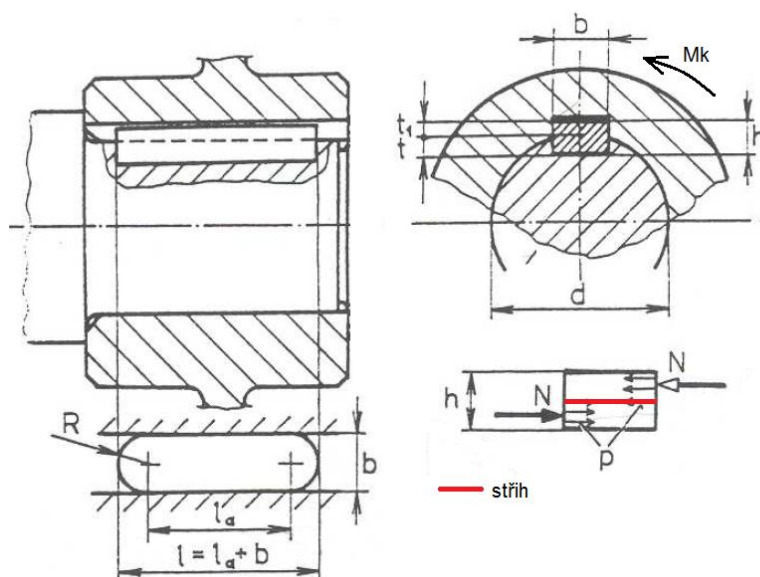
$$P_B = F_{rad} = 1,73 \text{ kN} \quad (10.22)$$

$$L_{h10B} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_m} = \left(\frac{90}{1,73}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 800} = 10967370 \text{ hod} \quad (10.23)$$

Obě ložiska mají dostatečnou životnost.

10.3. Kontrola pera

Kontrolují pero na spodním hřídeli, které má menší průřez a tedy bude více namáhané. Při kontrole uvažují situaci, že je používáno pouze spodní vřeteno a celý výkon motoru by se měl přenést na spodní hřídel.



Obr. 44: Rozměry pera a namáhaná místa [24]

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 * M_m * i_{př}}{d_H * h * l_a} = \frac{4 * 201650 * 1,85}{85 * 11 * 32} = 26,96 \frac{N}{mm^2} < 120 \frac{N}{mm^2} [24] \quad (10.24)$$

Kontrola na stříh:

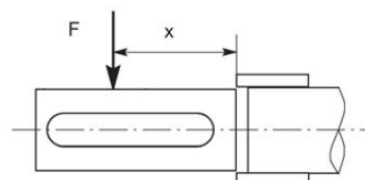
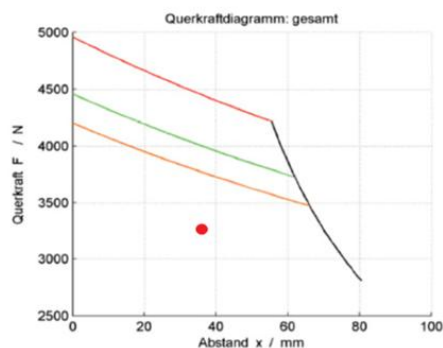
$$\tau = \frac{2 * M_m * i_{př}}{d_H * b_p * l_a} = \frac{2 * 201650 * 1,85}{85 * 18 * 32} = 8,24 \frac{N}{mm^2} < 40 \div 60 \frac{N}{mm^2} [24] \quad (10.25)$$

Pero vyhovuje

Kontrola zatížení hřídele motoru:

Kontroluje se velikost radiální síly působící na hřídel a její působišť. V Graf 11 je zobrazena dovolená velikost radiální síly v závislosti na otáčkách a vyložení. Navržené uspořádání je vyznačeno červeným bodem.

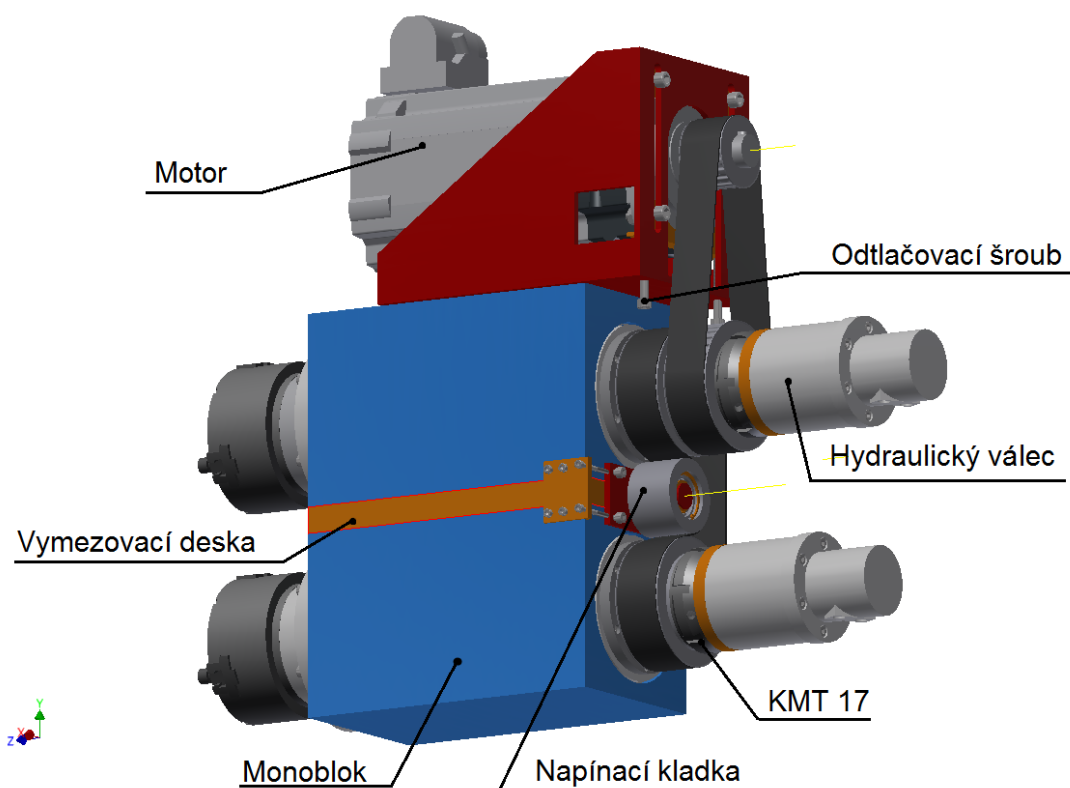
Motor 1FT7108



Graf 11: Kontrola zatížení hřídele motoru

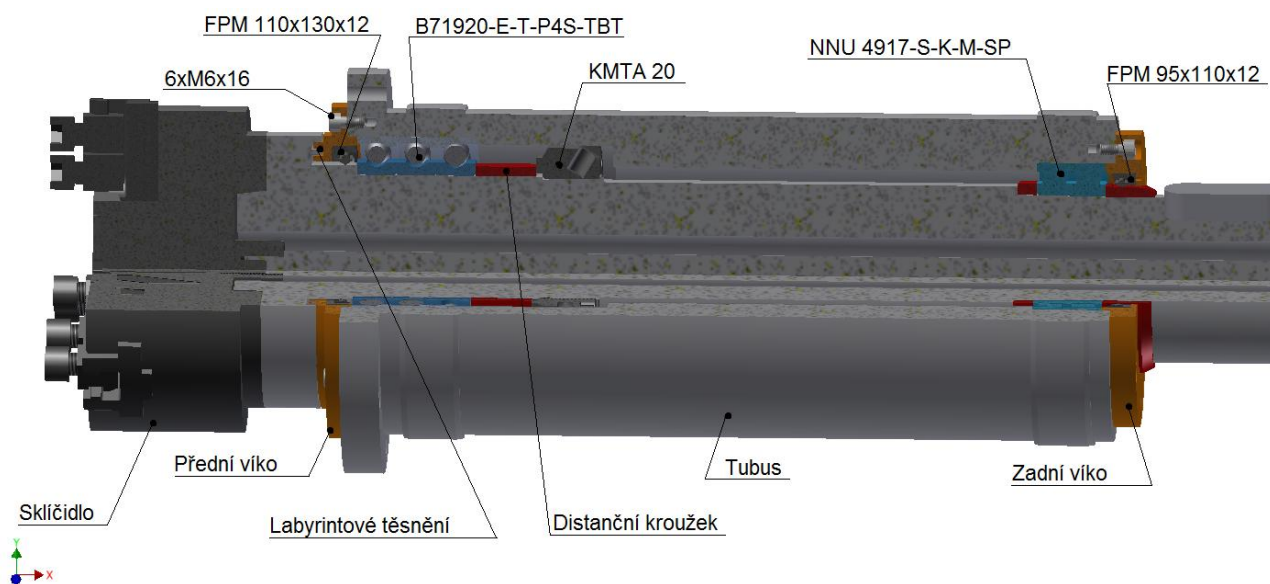
Motor vyhovuje.

11. Popis konstrukce



Obr. 45: Konstrukce dvou vřetena s pohonem

Těleso stroje je tvořeno dvěma monobloky a vymezovací deskou určenou pro seřízení osové vzdálenosti vřeten, jejichž spojení je realizováno pomocí šroubů. Pohon vřetena zajišťují dva ozubené řemeny CONTI SYNCHROFORCE EXTREME HTD 8M. Horní ozubený řemen redukuje otáčky motoru pro lepší využití charakteristiky motoru. Spodní řemen zajišťuje rozdělení výkonu motoru mezi obě vřetena, která jsem detailněji popsal níže. Napínání spodního řemenu řeším napínací kladkou. Napínání horního řemenu řeším odtlačováním desky motoru Siemens 1FT7108-5WF7. Motor jsem umístil nad vřeteny, tak aby celé dvou vřeteno bylo kompaktní.



Obr. 46: Konstrukce vřetena

Přední konec vřetena je upraven pro připojení zvoleného sklíčidla Schunk ROTA NCO 165. Z přední strany je vřeteno chráněno proti vniknutí nečistot do ložiskového prostoru pomocí axiálního labyrintového těsnění a guferu. Na spodní straně jsem prostor mezi labyrintovým těsněním a guferem opatřil odtokovým otvorem, který brání usazování nečistot v tomto prostoru. Přední uložení vřetene řeším sadou tří kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem B71920-E-T-P4S-TBT (uspořádaných do „O“). Ložiska jsou zajištěna z přední strany víkem, ze zadní strany pomocí distanční trubky a přesné pojistné matice s pojistnými kolíky KMTA 20. Zadní část vřetene je uložena v přesném dvouřadém válečkovém ložisku NNU 4917. Ložisko je pojištěno na hřídeli pomocí distančního kroužku dobroušeného při montáži, který zajišťuje správné uložení ložiska na kužel. Ze zadní strany je vnější kroužek ložiska pojištěn víkem a vnitřní kroužek distanční trubkou a následně maticí. Zadní ložiskový prostor je utěsněn guferem umístěným ve víčku. Gufero jsem zvolil z důvodu méně agresivního prostředí na zadní straně. Hřídel je dutý, aby umožnil ovládat pohyb čelistí sklíčidla hydraulickým válcem Schunk OPUS V 70 prostřednictvím táhla v dutině. Tubus, ve kterém je vřeteno uloženo, je opatřen na vnější straně dvěma broušenými válcovými plochami, které zajišťují přesné uložení do tělesa stroje.

12. Závěr

V této bakalářské práci jsem vypracoval rešerši v oblasti vřeten soustruhů. Kde jsem popsal základní komponenty vřeten, jako například vřetenová ložiska, motory a sklíčidla.

V návrhu jsem vycházel z maximálního průměru polotovaru 70 mm a výpočtů řezného procesu. Na základě upínací síly vypočtené z řezných podmínek respektive z krouticího momentu jsem zvolil sklíčidlo Schunk ROTA NCO 165 ovládané upínacím válcem Opus V 70. Dále jsem vypracoval návrhy uspořádání dvou vřeten. Na základě zhodnocení variant jsem zvolil variantu č. IV představující pohon dvěma ozubenými řemeny CONTI SYNCHROFORCE EXTEME HTD 8M, které umožňují pohon obou vřeten jedním motorem. Pro zvolené uspořádání jsem zvolil vodou chlazený motor Siemens 1FT7108-5WF7. Navržené vřeteno se skládá z předního ložiskového uložení, které je realizováno sadou kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem B71920-E-T-P4S-TBT pojištěnou pomocí matice KMTA 20. Zadní konec vřetena je uložen v přesném dvouřádem válečkovém ložisku NNU 4917 pojištěném maticí KMT 17. Provedl jsem kontrolní výpočty hřídele, vybrané ložiskové sady TBT vpředu, ložiska NNU vzadu a pera. Navržené vřeteno je možné provozovat do 3000 ot./min, dosahuje krouticího momentu 93 Nm.

Navržené konstrukční řešení jsem zpracoval v CAD a pro vybrané součásti jsem vytvořil výkresovou dokumentaci (výkres sestavy dvou vřeten, výkres sestavy spodního vřetena, výrobní výkres hřídele, předního a zadního víka).

Seznamy

Použitá literatura

- [1] BRYCHTA, Josef, Robert ČEP, Jana NOVÁKOVÁ a Lenka PETŘKOVSKÁ. *Technologie II - 1.díl*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1641-8.
- [2] MÁDL, Jan, Jindřich KAFKA, Martin VRABEC a Rudolf DVOŘÁK. *Technologie obrábění*. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03752-2.
- [3] NĚMEC, D a kol. *Strojírenská technologie II*. Praha: SNTL, 1985. L13-C2-V-33f/25869.
- [4] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [5] SCHAEFFLER KG. *Super přesná ložiska* [online]. 2008 [cit. 2016-06-19]. AC 41 130/7 CsA. Dostupné z: http://www.loziska-bearings.sk/Data/1167/UserFiles/Vretenove%20loziska_cz.pdf
- [6] SKF GROUP. *Vysoce přesná ložiska*. 2015. PUB BU/P1 13383/1 CS.
- [7] SKF GROUP. *Použití ložisek* [online]. [cit. 2016-06-22]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_06_Pouziti%20lozisek.pdf
- [8] TOLLOK. *Tollok Locking Assemblies* [online]. 2003 [cit. 2016-06-19]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Sverna_pouzdra_Tollok-en.pdf
- [9] PAGÁČ, Marek. *Obráběcí stroje: Integrovaná vřetena obráběcích strojů* [online]. [cit. 2016-06-20]. Dostupné z: <http://www.prumysl.cz/obrabeci-stroje-integrovana-vretena-obrabecich-stroju/>
- [10] NSK. *Machine tool spindle bearing selection & mounting guide* [online]. 2009 [cit. 2016-06-20]. MTM/A/E/11.09. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Machine_Tool_Spindle_Bearing_Selection_and_Mounting_Guide.pdf
- [11] SPIETH-MASCHINEELEMENTE GMBH & CO KG. *Clamping sets* [online]. [cit. 2016-06-22]. SN 0611 e/2011. Dostupné z: http://www.spieth-maschinenelemente.de/fileadmin/user_upload/downloads/Catalogue/2_Part_2_Catalogue_2011en_Clamping_Sets.pdf
- [12] SIEMENS AG. *1FT6 Synchronous Motors: Configuration manual* [online]. 2005 [cit. 2016-06-23]. 6SN1197-0AD02-0BP1. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/289/28708289/att_2592/v1/PFT6_1005_en.pdf
- [13] SIEMENS AG. *Simotics S-1FT7 Servomotors: Configuration manual* [online]. 2015 [cit. 2016-06-23]. 6SN1197-0AD15-0BP5. Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/109482538/simotics-s-1ft7-synchronous-motors-for-sinamics-s120?dti=0&pnid=13350&lc=en-WW>
- [14] SIEMENS AG. *Simotics M-1PH8 Main Motor: Configuration Manual* [online]. 2012 [cit. 2016-06-23]. 6SN1197-0AD74-0BP1. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/744/46484744/att_37319/v1/PH8S_0512_en_en-US.pdf
- [15] MITSUBISHI ELECTRIC. *Vřetenové motory* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <https://cz3a.mitsubishielectric.com/fa/cs/products/cnt/cnc/items/spindle/>
- [16] FANUC CORPORATION. *Fanuc i Series Servo* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.fanuc.co.jp/en/product/servo/>
- [17] ABB. *Servo Motors* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.abbmotion.com/products/servomotors/servomotors.asp>

- [18]BAUMÜLLER. *Motors* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.baumueller.de/en/products/motors>
- [19]H.-D. SCHUNK GMBH & CO. SPANNTTECHNIK KG. *Lathe Chucks* [online]. 2013 [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: http://cz.schunk.com/cz_en/service/support/catalogs/
- [20]HAINBUCH GMBH. *Catalogue 2015/16* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://212.227.57.133/katalog/english/2015/blaetterkatalog/pdf/complete.pdf>
- [21]LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [22]PRAMET TOOLS, S.R.O. *Soustružení* [online]. 2016 [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.dormerpramet.com/downloads/catalogue%20pramet%202016%20cz-en%20bookmarks.pdf>
- [23]HENNLICH INDUSTRIETECHNIK. *Hřidelová těsnění*[online]. [cit. 2016-06-29]. Dostupné z: http://tesneni.hennlich.cz/uploads/hridelova_komplet.pdf
- [24]ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [25]*Traceparts: Gates* [online]. [cit. 2016-07-01]. Dostupné z: http://www.tracepartsonline.net/PartsDefs/Production/GATES/32-07102010-088120/documents/bush_diagram.jpg

Seznam obrázků

Obr. 1: Síly při soustružení[2]	12
Obr. 2: Průřez odřezávané vrstvy[2].....	12
Obr. 3: Hlavní části hrotového soustruhu[3]: 1-lože, 2-vřeteník, 3 – suport, 4 – suportová skříň, 5 – koník,6 – posuvová převodovka, 7 – vodící šroub, 8 – vodící tyč,9 – vodící plochy, 10 – hrotová objímka, 11 - sklíčidlo	13
Obr. 4: Příklad uspořádání vřetene soustruhu a základní komponenty[5]	14
Obr. 5: Druhy pohonu vřetena[4].....	14
Obr. 6: Přímý pohon[4].....	15
Obr. 7: Pohon vloženým převodem[4]	15
Obr. 8: Elektrovřeteno[9]	15
Obr. 9: Příklady provedení kuželových svěrných pouzder[6]	16
Obr. 10: Upínací pouzdro Taper-Lock[25]	16
Obr. 11: Princip upínacího pouzdra Spieth[11]	16
Obr. 12: Stykové úhly vřetenových ložisek[6]	18
Obr. 13: Axiální obousměrné ložisko s kosouhlým stykem[5].....	19
Obr. 14: Předpětí konstantní silou[6]	20
Obr. 15: Dosažení předpětí vzájemným posunutím vnějšího a vnitřního kroužku [6].....	20
Obr. 16: Různá uspořádání ložisek[10].....	20
Obr. 17: Dvojice předepjatých ložisek-uspořádání do „O“ [10]	20
Obr. 18: Mazání systémem olej-vzduch [6].....	22
Obr. 19: Přesná pojistná matice KMT[6]	22
Obr. 20: Zajištění pojistnými kolíky[6].....	22
Obr. 21: Přesná pojistná matice KMD[6].....	23
Obr. 22: Zajištění axiálními stavěcími šrouby[6]	23
Obr. 23: Montáž upínacího pouzdra[6]	23
Obr. 24: Druhy těsnění vřeten.....	24

Obr. 25: Různé provedení bezkontaktního těsnění [6]	24
Obr. 26: Síly působící na obrobek.....	27
Obr. 27: Rozdělení sklíčidel	28
Obr. 28: Automatické sklíčidlo [20]	28
Obr. 29: Schema návrhu.....	29
Obr. 30: Tvar destičky CNMG[22].....	30
Obr. 31: Tvar destičky VNMG[22].....	31
Obr. 32: Vybrané sklíčidlo[19]	31
Obr. 33: Varianta I	32
Obr. 34: Varianta II	33
Obr. 35: Varianta III	33
Obr. 36: Varianta IV	33
Obr. 37: Varianta V	34
Obr. 38: Zvolené uspořádání ložisek[6]	36
Obr. 39: Schematické znázornění navržené varianty	37
Obr. 40: Umístění těsnění	38
Obr. 41: Ohybové namáhání v horizontální rovině yz.....	40
Obr. 42: Ohybové namáhání ve vertikální rovině xz	41
Obr. 43: Namáhání krutem.....	41
Obr. 44: Rozměry pera a namáhaná místa [24]	43
Obr. 45: Konstrukce dvou vřetena s pohonem	44
Obr. 46: Konstrukce vřetena	45

Seznam tabulek

Tabulka 1: Porovnání uspořádání ložisek [5].....	17
Tabulka 2: Rozložení sil v ložiskových sadách[5]	18
Tabulka 3: Specifikace destičky CNMG 120408E-M[22].....	30
Tabulka 4: Specifikace destičky VNMG 160404E-NF[22]	31
Tabulka 5: Čelisti pro vybrané sklíčidlo	31
Tabulka 6: Vybraný hydraulický válec [19]	32
Tabulka 7: Volba uspořádání pohonu	34
Tabulka 8: Parametry zvoleného motoru[13]	36
Tabulka 9: Výsledky výpočtu řemenu.....	39

Seznam grafů

Graf 1: Závislost trvanlivosti ložiska na vůli/přepětí [6]	20
Graf 2: Působení vnější axiální síly ve dvojici předepnutých ložisek uspořádaných do „O“[4]	21
Graf 3: Momentová a výkonová charakteristika motoru[4]	25
Graf 4: Momentová a výkonová charakteristika vřetena [4]	26
Graf 5: Příklad závislosti momentové charakteristiky motoru na zatěžovacím cyklu[13]	26
Graf 6: Oblast použití zvoleného utvařeče třísky[22].....	30
Graf 7: Oblast použití zvoleného utvařeče třísky[22].....	31
Graf 8: Momentové charakteristiky vřetena pro porovnávané motory	35
Graf 9: Výkonové charakteristiky vřetena pro porovnávané motory	35
Graf 10: Volba materiálu gufera podle obvodové rychlosti[23].....	38

Graf 11:Kontrola zatížení hřídele motoru 43

Použitý software

Autodesk Inventor Profesional 2014 (Studentská verze)

ContiTech Suite 7.1

Paint.net 4.0.9

Microsoft Office Enterprise 2007

Seznam příloh

Výkres sestavy dvou vřetena A2

Kusovník

Výkres podsestavy vřetena A2

Kusovník

Výrobní výkres hřídele A2

Výrobní výkres předního víka A3

Výrobní výkres zadního víka A3

Výpis z návrhu řemenového převodu (ContiTech Suite 7.1)

Přílohy:

Výpis z návrhu řemenového převodu (ContiTech Suite 7.1):

Power and Torque
Delete input fields

Number	Labeling	Properties	X [mm]	Y [mm]	No. of teeth	d_g [mm]	d_w [mm]	n [1/min]	P [kW]	M_d [Nm]	F_u [N]
0. Drive	A		0,00	-120,00	56	141,23	142,60	1607,00	34,24	203,48	2853,84
1. Pulley	B		-6,31	0,00		85,00	88,03	2603,23	0,00	0,00	0,00
2. Pulley	C		0,00	120,00	56	141,23	142,60	1607,00	34,24	203,48	2853,84
3. Pulley											
4. Pulley											
5. Pulley											
6. Pulley											
7. Pulley											
8. Pulley											
9. Pulley											

Service conditions

required service factor c_{0gef} Help Service Conditions Average Loading ▼

Belt

Type CONTI SYNCHROFORCE EXTREME ▼

Result Show total result

Calculated belt width b_{err}	<input type="text" value="37,70"/> [mm]	Chosen belt width b	<input type="text" value="50"/> [mm]
Calculated overall service factor c_{0err}	<input type="text" value="2,20"/>	Required belt width b_{gef}	<input type="text" value=""/>
Static belt tension F_{stat}	<input type="text" value="1759,79"/> [N]	Maximum initial static belt pretension $F_{stat max}$	<input type="text" value="2287,73"/> [N]
Total span tension F_u	<input type="text" value="2853,84"/> [N]		

CONTI HTD 1040 - 8M - 50 - SYNCHROFORCE EXTREME