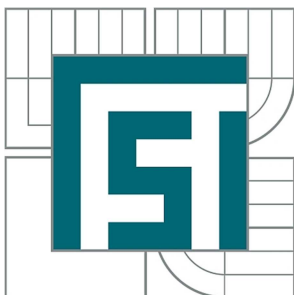


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

SOUSTRUŽNICKÉ VŘETENO

LATHE SPINDLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR ZÁBOJNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Zábojník

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Soustružnické vřeteno

v anglickém jazyce:

Lathe spindle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti jednovřetenových soustruhů. Na základě rešerše a vybraného typu obrobku zvolí technické parametry konstruovaného vřetene. Provede základní konstrukční výpočty a vlastní zjednodušenou konstrukci vřetene v 3D modelu. Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti jednovřetenových soustruhů.

Popis vybraného typu obrobku.

Volba technických parametrů konstruovaného vřetene.

Základní konstrukční výpočty.

Zjednodušená konstrukce vřetene v 3D modelu.

Výkres sestavy vřetene.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

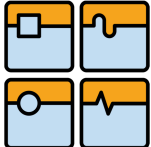
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011. V

Brně, dne 1.11.2010

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Abstrakt

Bakalářská práce bude pojednávat o jedné z hlavních složek soustruhu, o vřetenu. V první části se zaměřím na rešerši v daném oboru. Kde se zmíním o historii a vývoji soustruhů a typech soustruhů. Následovat bude funkce vřeten a jejich rozdělení z hlediska pohonu. Také se zaměřím na dopad tuhosti vřetene a přesnosti uložení na přesnost obrábění. Závěr první části doplním o výběr ložisek, způsoby upínání obrobku, výrobce soustruhů a typy mazání. Druhá část bude o samotné konstrukci vřetene vybraného stroje, kterou doplním o výkres sestavy a 3D model.

Klíčová slova

Vřeteno, konstrukce vřetene, soustruh

Abstract

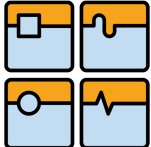
Bachelor's thesis will be talking about one of main parts of lathe, about spindle. In first part I'm going to make a research in this subject. I will mention about a history, development and types of lathe. Following lines will be about function of spindles and their separation in terms of drive. I'm also going to focus on the impact of toughness and precision of the spindle imposition on machining accuracy. Conclusion of the first part will be fulfill with the selection of bearings, methods of work holding, lathe manufacturers and types of lubricating. The second part will be designing of spindle itself. Complemented with an assembly drawing and 3D model.

Keywords

Spindle, designing of spindle, lathe

Bibliografická citace

ZÁBOJNÍK, P. *Soustružnické vřeteno*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 54 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že bakalářskou práci na téma *Soustružnické vřeteno* jsem vypracoval, samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. Prohlašuji také, že veškerou využitou literaturu jsem uvedl v seznamu literatury.

V Brně dne 26.5.2011:

.....

Petr Zábojník

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za odborné vedení, připomínky a cenné rady při psaní této bakalářské práce.

Obsah

1. Úvod.....	12
2. Soustruhy.....	14
2.1. Části soustruhu	14
2.2. Podstata obrábění na soustruhu	14
2.3. Rozdělení soustruhů.....	15
2.4. Využití jednotlivých typů soustruhů.....	15
3. Soustružnické vřeteno	16
3.1. Funkce vřetene	16
3.2. Pohon vřetene	16
3.2.1. Nepřímý náhon vřetene	17
3.2.1.1. Převod ozubeným soukolím	17
3.2.1.2. Převod řemenem.....	17
3.2.2. Přímý náhon vřetene.....	18
3.2.2.1. Servomotor.....	18
3.2.2.2. Elektrovřeteno.....	19
3.3. Přesnost obrábění.....	19
3.3.1. Vliv házení ložisek na přesnost chodu.....	19
3.3.2. Celková deformace vřetene	20
3.4. Uložení vřetene.....	23
3.4.1. Výběr ložisek	24
3.5. Upínání obrobků.....	29
3.6. Snímače	31
3.7. Výrobci soustruhů.....	31
4. Výpočtová část	34
5. Závěr	48
Seznam použité literatury.....	50
Seznam obrázků.....	52
Seznam tabulek.....	52
Seznam použitých symbolů	53
Seznam příloh.....	54

1. Úvod

Výrobní stroje byly vynalezeny především pro zvýšení produktivity a snížení podílu lidské síly při opracování různých materiálů. Pro různé výrobní operace vznikala potřeba různých výrobních strojů. Došlo k rozdělení na stroje obráběcí (třískové obrábění) a stroje tvářecí (tváření materiálu). Jeden z obráběcích strojů je i soustruh. Jeho základní myšlenkou je, že rotující obrobek upnutý ve vřetenu je obráběn pomocí nerotujícího nástroje. Vřeteno tedy zastává funkci kruhového vedení a závisí na něm výsledná přesnost geometrie obrobku a jakost povrchu. Nyní, když si uvědomujeme důležitost vřetene na soustruhu, můžeme se pustit do rešerše v dané oblasti.

Vývoj

První zmínky o soustruhu se datují okolo roku 300 př. n. l. Kde rotaci vyvíjel jeden člověk tažením lanka obtočeného kolem vřetene. A pomocí řezného nástroje opřeného o podporu druhý člověk obráběl (obr. 1.1).



Obr. 1.1 Egyptský soustruh cca 300 let př. n. l. [10]

Od té doby se vývoj soustruhů nezastavil. Z ručního pohonu vřetene se přešlo na nožní pohon, a po vynalezení motoru již nebyla lidská síla pro pohon vřetene nutná. Tím byla ustanovena hlavní koncepce soustruhů, jak je známe dnes.

Největší rozvoj všech typů obráběcích strojů je ale v období od roku 1970 do současnosti. Požadavky na stroje se stále zvyšují a tak se výroba konvenčních ručně řízených soustruhů v tomto období postupně přeorientovala na číslicově řízené (NC) stroje. Z důvodu požadavků na vyšší stupeň automatizace a pružnosti se začali vyrábět i počítačově řízené (CNC) stroje. Tím se podíl lidské složky při obrábění zmenšil na minimum. Současné obráběcí stroje jsou vysoce automatizované a vývoj stále pokračuje.



Obr. 1.2 Novodobý soustruh firmy Kovosvit MAS [12]

Požadavky na výrobní stroje

Požadavků na soustruhy, stejně jako na výrobní stroje je velké množství. Předně z technicko-ekonomického hlediska. Mezi hlavní požadavky patří [2]:

- Produktivita práce
- Přesnost obrábění, jakost obrobené plochy
- Pořizovací cena, provozní náklady
- Spolehlivost, trvanlivost, životnost
- Opravitelnost, údržba
- Ovladatelnost, ergonomie
- Bezpečnost, ekologie
- Odvod třísek
- Účinnost, energetická náročnost
- Váha, rozměry, design

Většina těchto požadavků by se dalo shrnout do jednoho slova a to je efektivita.

Každý požadavek je možno jistým způsobem ohodnotit a v závěru zhodnotit nakolik nový obráběcí stroj splňuje požadavky zadání a jak si obstojí mezi konkurencí.

Požadavky na konstrukci

Konstruktéři se při vývoji stroje dostávají do situace, kde jsou nuceni skloubit všechny výše uvedené požadavky dohromady. Musí sestavit stroj, který bude schopný vyrobit velké množství obrobků v dané přesnosti a co nejkratším čase. Investice do stroje ovšem nesmí převyšovat zisky z výroby. Stal by se pro odběratele nevýhodným, a pro výrobce tedy neprodejným. Povinností konstruktérů je tedy udělat stroj také ekonomicky co nejefektivnější.

Pro snížení nákladů na výrobu obráběcího stroje využíváme typizaci, normalizaci a unifikaci.

Normalizace znamená, že se snažíme používat co nejvíce normalizovaných dílů, které mají výrobci většinou na skladě a díky tomu je jejich nákup levnější a dodací lhůta kratší. Většina dílů, ze kterých se stroj skládá, je normalizovaných.

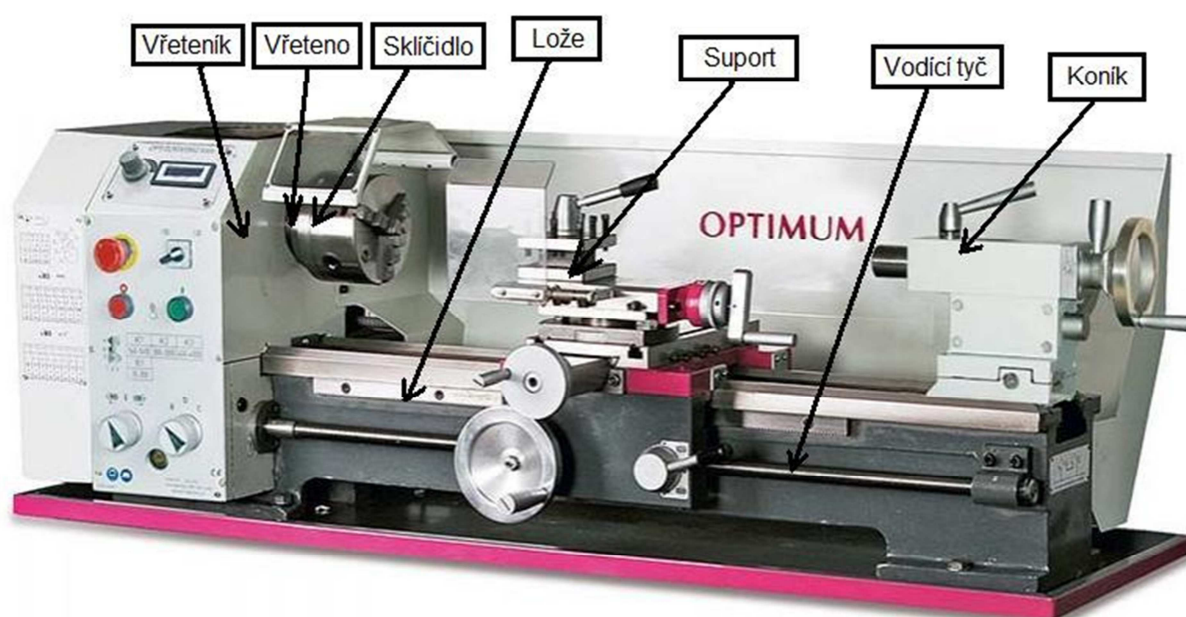
Čas na vývoj obráběcího stroje můžeme zkrátit také například stavebnicovou metodou, kde nakoupíme celé části strojů, například celé vřeteno. Tento postup nazýváme unifikací. Tato metoda se dá s úspěchem využít při stavbě strojů, protože je levná, ale nevede k inovaci v oboru. Pokud si ovšem přední výrobci obráběcích strojů chtějí udržet svou pozici na trhu, musí investovat finance do vývoje nových, efektivnějších obráběcích strojů.

Díky důsledné typizaci spojené s normalizací a unifikací můžeme například vyrábět hned několik velikostí obráběcích strojů najednou. To vede k výraznému snížení vývojových hodin a tím i ceny stroje. Navíc si zákazník může vybrat stroj přesně na míru svým potřebám.

2. Soustruhy

2.1. Části soustruhu

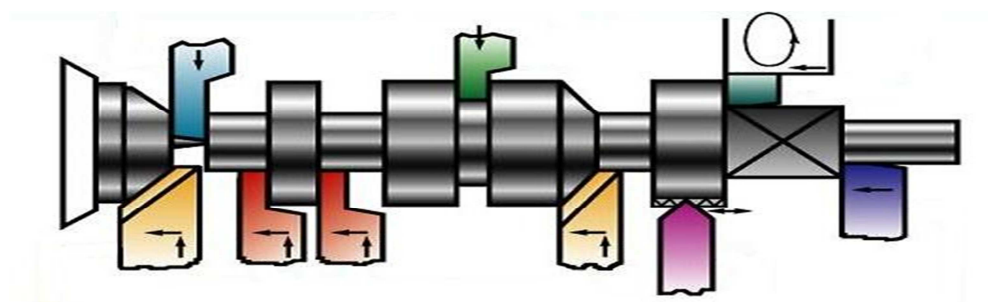
V závislosti na složitosti se soustruh skládá z více či méně různých částí, které spolu ve výsledku tvoří celý soustruh. Doplnků, které se dají namontovat na soustruh je velké množství, jako například revolverová hlava, nebo kopírovací zařízení. Hlavní části jsou ovšem u většiny soustruhů stejné a můžeme je vidět popsány na obr. 2.1.



Obr. 2.1 Hlavní části stolního hrotového soustruhu [13]

2.2. Podstata obrábění na soustruhu

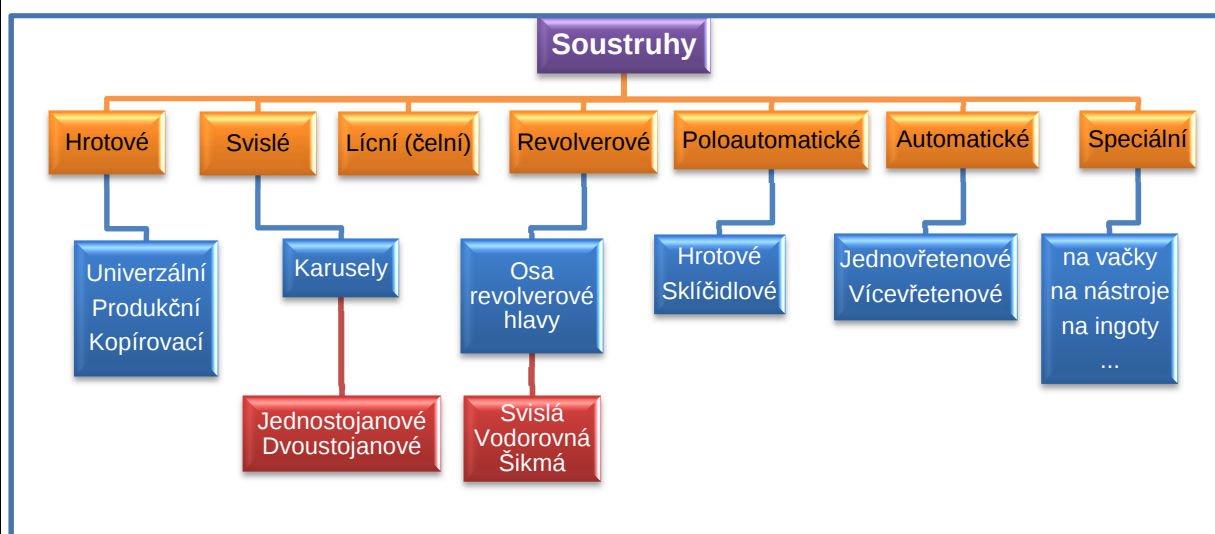
Soustruh je obráběcí stroj, kde je tříska odebírána pomocí nástroje, který se zařezává do rotujícího obrobku. Proto využíváme soustruh především k obrábění rotačních ploch a zarovnání čela. Při použití speciálního nože jej můžeme využít také na řezání závitů a za použití vrtáku upevněného v koníku jsme schopni vrtat. Základní operace jsou zobrazeny v obr. 2.2.



Obr. 2.2 Základní operace na soustruhu [12]

2.3. Rozdělení soustruhů

Podstata soustruhů napsaná výše se dá využít mnoha způsoby, ne všechny jsou však možné dělat na jednom stroji. Například kvůli velikosti obrobku. Mnoho soustruhů je konstruováno jako univerzálních. Stejně tak je hodně soustruhů, které jsou vyvinuty pouze pro jeden typ obrobku. Nazýváme je jednoúčelovými (speciálními). Pro různé operace při soustružení a také kvůli rozmachu automatizace došlo k rozdělení soustruhů. Přehled o typech soustruhů můžeme vidět v tab. 2.3.



Tab. 2.1 Rozdělení soustruhů [7]

2.4. Využití jednotlivých typů soustruhů

Hrotové soustruhy – klasická, univerzální konstrukce soustruhu, obrobek upínáme mezi hroty vřetene a koníku, nebo do sklíčidla. Při této konstrukci můžeme dělat prakticky všechny soustružnické operace, jsme omezeni pouze rozměry soustruhu. Obr. 2.1.

Svislé soustruhy – svislou konstrukci vřetene využijeme obzvlášť při obrábění rozměrných, těžkých polotovarů převážně válcových, kuželových a kulovitých tvarů.

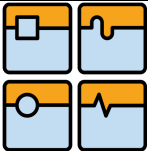
Lícní (čelní) soustruhy – využití těchto soustruhů najdeme především při obrábění přírubových součástí malých délek. Polotovar se upíná na lícni desku. Soustruhy tohoto typu nemají koníka.

Revolverové soustruhy – do revolverové hlavy soustruhu jsme schopni upnout více nástrojů než do klasického suportu. To nám umožňuje rychlejší výměnu nástrojů pro různé operace. Využití revolverového soustruhu najdeme zejména při sériové výrobě.

Poloautomatické soustruhy – jedna nebo více částí obráběcího cyklu je automatizována. Poloautomatické soustruhy byly vyvinuty z předešlých typů soustruhů.

Automatické soustruhy – další vývojová verze poloautomatických soustruhů. Celý výrobní proces i s podáváním materiálů je automatizovaný.

Speciální (jednoúčelové) – určené k obrábění pouze jednoho typu součástí.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3. Soustružnické vřeteno

Po krátkém úvodu, pochopení funkce soustruhu se dostáváme k tématu bakalářské práce. V této části vysvětlím funkci vřetene, metody uložení a také způsoby jeho pohonu.

3.1. Funkce vřetene

Vřeteno je jedno z nejdůležitějších součástí soustruhu. U soustruhů se do něj upíná obrobek, se kterým konají společně hlavní pohyb, který je rotační. Vedlejší pohyb, posuv a přísuv, koná nůž.

Úlohou vřetene je zaručit obrobku přesný pohyb, tj. takový pohyb, při kterém se budou pohybovat jednotlivé body po kružnici. Odchylka od ideální kružnice musí být pouze v přípustných mezích. Další funkcí vřetene je, že musí obrobku zajistit dokonalé vedení. S měnícím se zatížením by se tedy relativní poloha vřetene s obrobkem vůči nástroji měla měnit pouze v daném tolerančním poli. Mezi další nároky na vřeteno patří také vysoká tuhost a nízké tření v ložiscích. Jednou z důležitých vlastností především automatických soustruhů je umožnění rychlé výměny obrobků, respektive vysunutí tyče ze zásobníku.

Z výše uvedených funkcí požadovaných od vřetene je vidět, že na vřeteno jsou kladeny vysoké nároky na přesnost a tuhost. Při opomnění požadavků na vřeteno při konstrukci budou při výrobě vznikat nepřesnosti v geometrii obrobku. Obecně totiž za zdroj nepřesností považujeme právě házení, nedostatečnou tuhost soustruhu jako celku a rázy.

Požadavky na vřeteno[1]

- Přesnost chodu - vřeteno nesmí znatelně radiálně ani axiálně házet.
- Dokonalé vedení - vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li jeho zatížení.
- Konstruovat vřeteno s možností vymezení vůle.
- Tepelné ztráty v uložení musí být co nejmenší.
- Pasivní odpory musejí být minimální.
- Vřeteno musí být dostatečně tuhé

3.2. Pohon vřetene

Pro každou operaci, která závisí na materiálu nástroje a obrobku, velikosti a tvaru třísky, existuje nejefektivnější rezná rychlost. Tato rychlost se u soustruhů zajišťuje především otáčkami vřetene. Proto se při konstrukci vřetene musíme zaměřit na to, jak budeme změnu otáčky realizovat.

Pro starší konvenční ručně ovládané soustruhy je typická stupňovitá změna otáček, která se děje pomocí několikarychlostní převodovky. Moderní soustruhy jsou již v dnešní době vybaveny většinou plynulou změnou otáček vřetene realizovanou pomocí asynchronního motoru s frekvenčním měničem.

V závislosti na hustotě řady, podle níž jsou otáčky soustruhu odstupňovány, dochází při stupňovité změně otáček k časovým ztrátám. Je to způsobeno tím, že většinou vypočítanou nejefektivnější reznou rychlost nejsme schopni na obráběcím

stroji nastavit. Jsme tedy nuceni použít neblížejší nižší řeznou rychlost. To vede k prodloužení času potřebného na obrábění.

Postupem času se tento problém podařilo vyřešit právě plynulou změnou otáček, která nám umožní nejefektivnější rychlost obrábění. Díky tomu jsme schopni naplno využít časový fond a zvýšit tím efektivitu. Jelikož většina nově zkonstruovaných strojů již má plynulou změnu otáček, opustíme tedy pohony s vícerychlostní převodovkou a na dalších řádcích uvedu možnosti jak realizovat pohon vřetene s plynulou změnou otáček.

Pohon vřetene může být proveden několika způsoby. Mezi klasické metody pohonu vřetene patří externí asynchronní elektromotor přenášející výkon přes ozubené soukolí nebo řemen. Tuto metodu nazýváme jako nepřímý náhon vřetene. Na soustruzích můžeme také vidět přímý náhon vřetene. A to buď připojením servomotoru přímo na konec vřetene, nebo zabudováním elektromotoru do těla vřeteníku. Nyní uvedu výhody a nevýhody jednotlivých typů pohonu.

3.2.1. Nepřímý náhon vřetene

Asynchronní motor je nejrozšířenější, nejjednodušší a tudíž i nejlevnější elektrický motor. Díky tomu se hojně používá ve všech odvětvích strojírenství. U konstrukce vřetene soustruhu poháněného asynchronním motorem jej umístíme většinou mimo osu vřetene. Důvodem bývá potřeba průchodu pro materiál, nebo nutnost umístit za vřeteno jinou součást jako třeba upínač obrobku. Důvodem také může být zachování jednoduchosti stavby vřetene. Motor položený mimo osu nám také dává možnost nastavení točivého momentu pomocí jednostupňového převodu.

Při použití externího asynchronního motoru u soustruhu se naskytá otázka, jak přeneseme výkon na vřeteno. Z výše uvedeného je zřejmé, že existují nejméně dva způsoby, a to ozubeným soukolím nebo řemenem. Každý typ má své výhody a nevýhody.

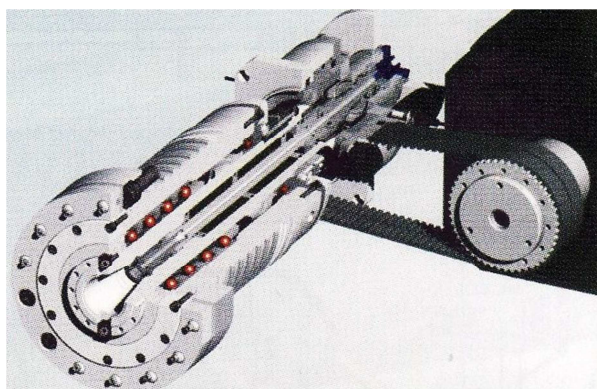
3.2.1.1. Převod ozubeným soukolím

Převod pomocí ozubeného soukolí je nejčastějším typem převodu. Hodí se pro menší vzdálenosti os a převodové poměry. Jejich výhodou je jednoduchá konstrukce, vysoká spolehlivost a nenáročnost na obsluhu. Další výhodou ozubených kol je, že dosahují mírně vyšších účinností než řemen [4]. Hlavní nevýhoda ozubeného převodu je ale plynulost jeho chodu. Právě plynulost totiž mnohdy nedosahuje potřebných parametrů, protože ozubené soukolí nedokáže tlumit vibrace a kvůli nepřesnosti výroby může samo dokonce kmitání vytvářet. A tak ozubené soukolí většinou na soustruhy určené k dokončovacími operacím nevyužíváme. Mezi další nevýhody bychom mohli zařadit potřebu mazání ozubeného soukolí.

3.2.1.2. Převod řemenem

Na obráběcích strojích se můžeme setkat prakticky se všemi typy řemenů. Od plochých přes klínové, ozubené až po šípové. Obzvláště klínové řemeny najdou své uplatnění ve většině oblastí strojírenství. Výhodou řemene oproti ozubenému soukolí je jeho klidný chod a schopnost tlumit vibrace. Proto na soustruzích konstruovaných pro dokončovací operace se používá převod právě pomocí řemene. Díky tomu

můžeme obrobku dát požadovaný tvar a jakost. Není také nutné jeho mazání. Tvary a rozměry řemenů jsou normalizované, Dají se tedy lehce vyměnit a jsou levnější oproti ozubenému soukolí. Neposlední výhoda v řadě je, že řemen může chránit motor před přetížením. Nevýhodou ovšem může být nutné předpětí řemene. Dále se musí kontrolovat tuhost řemene. Převody realizované pomocí řemenů tedy vyžadují častější servisní intervaly než ozubené kola.



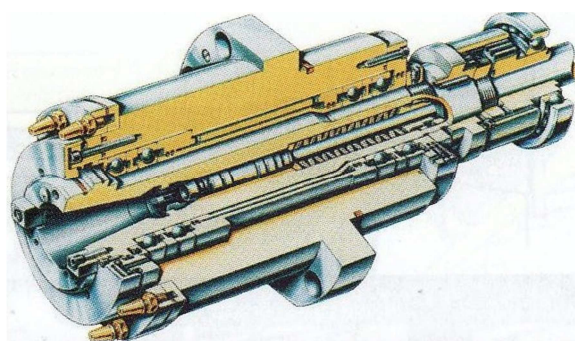
Obr. 3.1 Pohon vřetene pomocí řemenového převodu [1]

3.2.2. Přímý náhon vřetene

V tomto případě nemusíme řešit otázku jak převést výkon na vřeteno. Použitím přímého náhonu vřetene se nám konstrukce sestavy pohon-vřeteno jistým způsobem zjednoduší.

3.2.2.1. Servomotor

Servomotor je motor schopný sám odečítat polohu. Ke vřeteni může být připojen napřímo nebo pomocí mezikusu. Jeho výhodou je malá zastavěná plocha, nevýhodou zase nemožnost vytvořit průchod pro materiál nebo upínací mechanismus. Uložení servomotoru můžeme vidět na obr 3.2.



Obr. 3.2 Pohon vřetene pomocí servomotoru [1]

3.2.2.2. Elektrovřeteno

U tohoto typu na vřeteno nalisujeme rotující část motoru, a kolem rotoru se do skříně nebo tubusu navine stator. Výhodou tohoto uspořádání je bezdotkový pohon. Nedochozí tedy ke vzniku vibrací. Na druhou stranu nevýhodou je umístění motoru přímo do skříně, kde se nedokáže dostatečně chladit sám. Jsme tedy nuceni takovému typu motoru poskytnout chlazení, aby nedošlo k teplotní dilataci a tím ke zvýšení nepřesnosti obrábění. Takové řešení používáme většinou při vysokorychlostním obrábění tzv. HSC (high speed cutting).

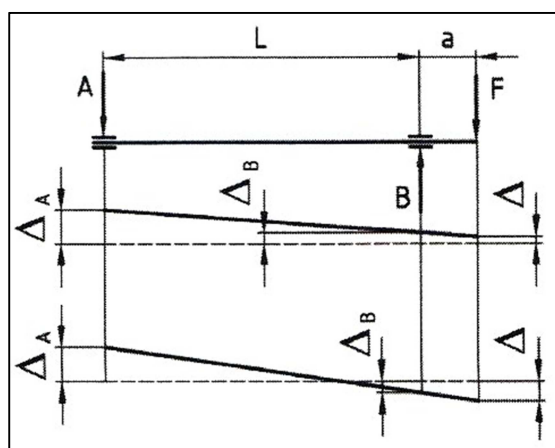
3.3. Přesnost obrábění

Jak bylo napsáno, vřeteno poskytuje obrobku kruhové vedení. Toto vedení musí dosahovat co nevyšší přesnosti. Na přesnost obrábění má vliv především uložení a tuhost vřetene. V této kapitole se budu zabývat jednotlivými vlivy.

3.3.1. Vliv házení ložisek na přesnost chodu

Na přesnost obrábění má vliv házení ložisek, tuhost vřetene, ložisek a skříně a vibrace. Nyní si probereme jednotlivé vlivy.

Při volbě uložení obecně platí, že přední ložisko mělo menší házení než ložisko zadní. V případy kdy tomu tak nebude, dojde k velké úchylce od ideální osy na předním konci vřetene a tím i k velkému házení. Při dodržení této zásady mohou v případě různé osy otáčení ložisek nastat dva způsoby házení. Jedním z nich je házení ve stejném smyslu a druhým v opačném smyslu. Oba případy můžete vidět na obr. 3.5.



Obr. 3.3 Vliv házení ložisek na přesnost obrábění [2]

Jak je z obrázku zřejmé, když nastane házení ve stejném smyslu, výsledná odchylka od ideální osy není velká. Pro takovou výchylku platí vztah.

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{l + a}{a} \quad (3.1)[1]$$

Jednoduše můžeme zjistit, že pokud nechceme, aby vřeteno na předním konci radiálně házelo, musí být poměr házení předního ložiska a ložiska zadního roven poměru celkové délky vřetene k délce předního konce.

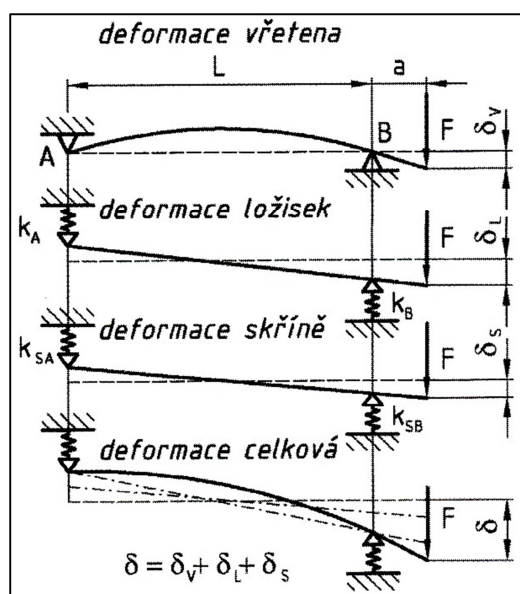
$$\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{l + a}{a} \quad (3.2)[1]$$

Problém ale může nastat, když dojde k házení v opačném smyslu. Jak jde z obrázku vidět, osa vřetene protne ideální osu mezi ložisky a dále se odchylka výrazně zvětšuje. V takové případě nejsme schopni dosáhnout nulového házení na předním konci. Pro takový případ platí rovnice 3.3.

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{l} \cdot (\Delta_B + \Delta_A) \quad (3.3)[1]$$

V praxi tento jev nejsme schopni předem odhadnout. Proto se držíme zásady uvedené výše a dále se zaměřujeme spíše na deformaci vřetene, ložisek a při využití počítačových metod i skříně.

3.3.2. Celková deformace vřetene

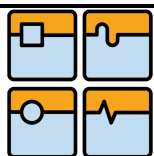


Jak je zmíněno výše, celková deformace vřetene závisí na deformaci vřetene, ložisek a skříně. Matematicky to můžeme vyjádřit dle vzorce 3.4.

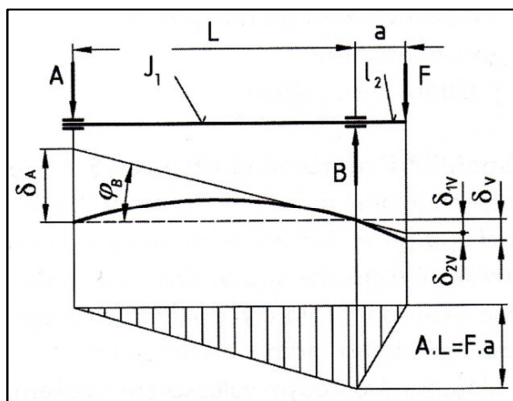
$$\delta = \delta_V + \delta_L + \delta_S \quad (3.4)[1]$$

Z toho zjistíme, že výsledná deformace je dána superpozicí všech tří deformací. Dále se budu zabývat postupem při výpočtu jednotlivých prvků této rovnice. Společně pro ně platí, že jednotlivé deformace vyčíslujeme při ideálních podmínkách okolí.

Obr. 3.4 Celková deformace vřetene [2]



Deformace vřetene



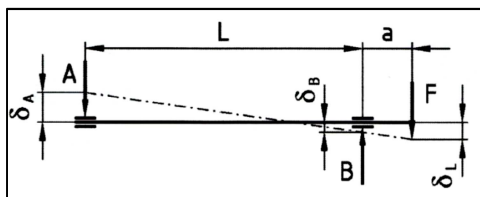
Obr. 3.5 Deformace vřetene [2]

Deformaci vřetene jsme tedy schopni zjistit pouze při dokonale tuhých ložiskách v dokonale tuhé skříni. V takových podmínkách je průhyb hřídele závislý zatěžující síle, vzdálenosti mezi ložisky a délce převislého konce.

$$\delta_V = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) \quad (3.5)[1]$$

Deformace ložisek

Další část celkové deformace je deformace ložisek. Ta je závislá na tuhosti resp. poddajnosti každého ložiska. Jako v předchozím případě hodnotu deformace jsme schopni spočítat pouze při ideálních podmínkách. Tedy při dokonale tuhém vřeteni a skříni.



Obr. 3.6 Deformace ložisek [2]

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} \cdot \left[a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B \right] \quad (3.6)[1]$$

Deformace skříně

Jako třetí člen, který může ovlivnit přesnost obrábění je skříň, ve kterém je vřeteno uloženo. Popis tuhosti skříně je ovšem velice obtížný. Zejména kvůli rozmanitosti tvarů skříní nejsme schopni vyjádřit tuhost obecně. A tak je nutné pro tyto účely využít počítačové techniky se softwarem pracujícím s metodou konečných prvků.

Celková deformace

Pro zjednodušení výpočtu budeme považovat skříň za dokonale tuhou a ve výpočtu ji vynecháme. Takové zjednodušení jsme schopni udělat jen za předpokladu, že se při konstrukci budeme snažit tvarovat skříň tak, aby byla dostatečně tuhá. Celková deformace ve zjednodušeném výpočtu se tedy skládá pouze z deformace vřetene a ložisek.

$$\delta = \delta_V + \delta_L \quad (3.7)[1]$$

s dosazením

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) + \frac{F}{L^2} \left[a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B \right] \quad (3.8)[1]$$

po úpravě

$$\delta = F \cdot \left[\frac{a^2}{L^2} \cdot (C_A + C_B) + \left(\frac{2 \cdot a}{L} \cdot C_B \right) + \left(\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_2} \right) + \left(\frac{a^2 \cdot L}{3 \cdot E \cdot I_1} \right) + C_B \right] \quad (3.8)[2]$$

Ze vztahu je zřejmé, že vzdálenost mezi ložisky výrazně ovlivňuje výslednou přesnost. Ta se mění takovým způsobem, že čím větší je vzdálenost mezi ložisky, tím více se nám prohýbá vřeten mezi nimi a přesnost klesá. Ovšem s kratší vzdáleností se nám zvyšuje deformace v ložiscích. A tím nám znovu přesnost klesá. Výsledná přesnost je tedy natolik závislá na vzdálenosti mezi ložisky, že se ji snažíme optimalizovat.

Jak je známo z matematiky, každá funkce má své extrémy. Pro nás funkci představuje výsledná deformace, která je závislá na vzdálenosti mezi ložisky. Snaha konstruktéra je najít ten extrém, ve kterém je vychýlení od ideální osy co nejmenší. U extrému víme, že směrnice tečny je nula. Směrnice tečny je zároveň rovna derivaci funkce. Položíme tedy derivaci rovnu nule.

$$\frac{d(\delta)}{dL} = 0 = -\frac{2 \cdot a^2}{L^3} \cdot (C_A + C_B) - \frac{2 \cdot a}{L^2} \cdot C_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot I_1} \quad (3.9)[2]$$

Po úpravě bychom dostali kubickou rovnici se třemi kořeny. Pouze jeden je ovšem reálný a má pro nás význam. Určuje nám optimální vzdálenost mezi ložisky, při kterém dosáhneme největší přesnosti. Vzdálenost mezi ložisky jsme schopni určit také z grafu rovnice 3.8, viz výpočtová část bakalářské práce.

Zajímavé je, nakolik jsme schopni ovlivnit výslednou přesnost pouze určením optimální vzdálenosti mezi ložisky. Samotný zjednodušený výpočet není časově resp. finančně náročný a může stroji dodat výrazně lepší přesnost a tím i vyšší cenu. Náklady na výrobu takto optimalizované nebo neoptimalizované vřetenové jednotky se prakticky neliší.

Metoda konečných prvků (MKP)[21]

Nejllepších výsledků dosáhneme samozřejmě při využití počítače a pokročilých metod jako na příklad metoda konečných prvků. Originální software je ovšem velmi drahý. Na druhou stranu po jeho koupi jej využijeme u mnoha dalších aplikací, které nám celkově zajistí daleko vyšší sofistikaci stroje. Výsledky využití MKP jsou zřejmé. Především nám pomůže optimalizovat rozměry jednotlivých součástí. Dokážeme tedy nejen určit optimální vzdálenost mezi ložisky, snížit hmotnost jednotlivých prvků při zachování požadovaných vlastností, ale stejně tak i optimalizovat další rozměry.

Výrazný dopad má MKP na snížení ceny konečného výrobku a to hned z několika důvodů. Díky simulacím namáhání a deformace se nemusí vyrábět mnoho prototypů. Finanční úspora je nejen z důvodu, že omezíme výrobu prototypů, ale také, že se nám výrazně zkrátí čas vývoje a zavedení výroby. MKP má oproti klasickému analytickému počítání spoustu dalších výhod, které už jsou ovšem mimo rámec bakalářské práce.

3.4. Uložení vřetene

Vřeteno je možno uložit několika způsoby. Základní dva typy uložení vřetene jsou uložení do tubusu nebo skříně. Tubus se vyznačuje tím, že jeho vnější tvar je válec, díky čemu se dá vřeteno v případě potřeby jednoduše vyměnit. Skříň může mít prakticky libovolný tvar. U soustruhů ukládáme vřeteno většinou do skříně. Uložení do tubusu se většinou využívá u jiných obráběcích strojů.



a)



b)

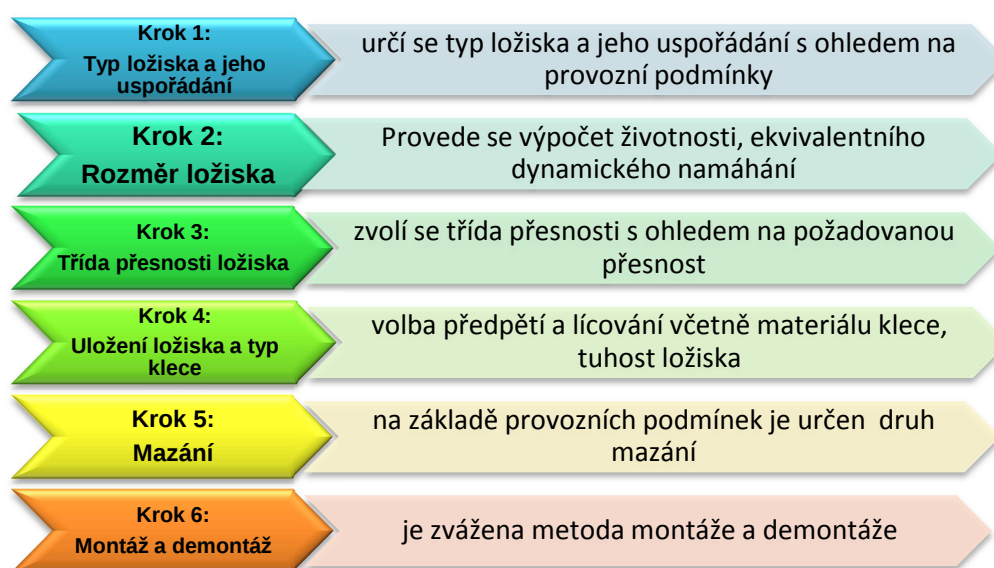
Obr. 3.7 Uložení vřetene a) tubus [14], b) skříň [15]

3.4.1. Výběr ložisek

V této části bakalářské práce se budu zabývat teorií výběru ložisek. Praktické výpočty a rozhodovací analýzy jsou předmětem konstrukční části práce.

Otáčky soustruhu mohou být velmi vysoké a z požadavků na vřeteno víme, že se musíme při konstrukci snažit o to, aby ztráty v uložení vřetene byly co nejmenší. Pro uložení vřetene do skříně tedy využíváme v 99% ložiska s valivými členy. Zbývajících procento vřeten je uloženo do hydrostatických ložisek.

Postup při výběru ložiska má své zásady a dělá se většinou až nakonec, poté co známe průměry hřídele pod nimi. Přehled jak postupovat při výběru ložiska je vidět v tabulce 2.1 a následně se budeme zabývat jednotlivými kroky.



Tab. 3.1 Postup při výběru ložisek [1]

Krok 1: Typ ložiska a jeho uspořádání

Každá aplikace si vyžaduje zvláštní chování ložisek a tak jednotliví výrobci ložisek neustále rozšiřují svou nabídku ložisek o nové druhy. U vřeten soustruhů ale využíváme pouze některé druhy ložisek. Rozhodování při výběru ložisek záleží hlavně na požadované tuhosti a rozměrech vřeteníku.

Důležitou roli při výběru ložisek hraje frekvence otáček. Ocelová ložiska můžeme s úspěchem využít při obrábění obvyklými rychlostmi. Ovšem na vysokorychlostní obrábění jsme nuceni využít dražší, ale efektivnější hybridní ložiska, jejichž valivé elementy jsou vyrobeny z keramiky Si_3N_4 . Rychlost není jedinou výhodou hybridních ložisek. Ta jsou při stejných rozměrech lehčí a nejsou tedy tak náchylné na vliv odstředivých sil. Lepší parametry mají také v tepelné a elektrické vodivosti, tvrdosti, limitní teplotě a teplotní roztažnosti. Jednotlivé typy ložisek mohou být vyráběny v různých variantách přesnosti. Stejně tak mohou být valivé elementy různě chráněny před okolím. Některé ložiska se dodávají dokonce s mazivem na celou jejich životnost. O tom ale až v kroku 5.

Na obrázku ... vidíme nejvíce využívaná ložiska pro vřetena soustruhů. Můžeme si všimnout, že vřetenové ložisko s kosoúhlým stykem má pro dosažení větší tuhosti masivnější kroužky než klasické ložiska s kosoúhlým stykem.



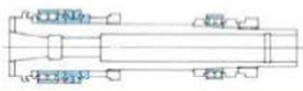
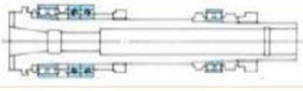
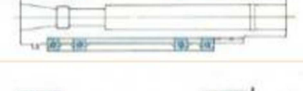
a) b) c) d)

Obr. 3.8 Výběr z výrobní řady ložisek značky INA [16]

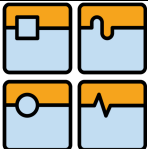
a) dvouradé válečkové ložisko b) kuželíkové ložisko c) vřetenové ložisko s kosoúhlým stykem d) ložisko s kosoúhlým stykem

Uspořádat ložiska vřetene můžeme mnoha způsoby. Většinou uložení závisí na požadované přesnosti, tuhosti stroje, rychlosti otáčení a namáhání stroje.

Pro různé obráběcí stroje a podmínky, při kterých pracují, existují doporučená uložení. Základní přehled je uveden v následující tabulce 2.2.

Typ	Uspořádání ložisek	Charakteristika [%]					Užití
		Axiální tuhost	Radiální tuhost	Otáčky	Přesnost	Radiální zatížení	
I.		100	100	100	100	100	• soustruhy • frézky • vrtačky • obráběcí centra
		66	100	118	100	100	
II.		57	85	155	160	100	• soustruhy • frézky • obráběcí centra
		81	58	155	160	110	
		81	66	180	160	100	
		60	61	230	160	85	• vrtačky • obráběcí centra
		21	55	360	160	50	
III.		120	120	100	90	100	• velké soustruhy • obráběcí centra
IV.		50	60	300	160	80	• obráběcí centra

Tab. 3.2 Základní typy uložení vřetene [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 26
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Krok 2: Rozměr ložiska

Po zvolení typu a uspořádání ložisek se dostáváme k rozměrům. Ložiska se navrhují taky, aby při daném zatížení vydržela daný počet hodin. U výrobních strojů je tato hodnota v závislosti na počtu směn většinou mezi 20 a 30 tisíci hodin. Výsledkem výpočtu je, kolik hodin bude ložisko správně fungovat. Tato hodnota musí přesahovat požadovaný čas. Samotný postup výpočtu se pro různé ložiska s různým uspořádáním od různých výrobců může lišit. V zásadě ovšem počítáme ekvivalentní zatížení, které porovnáváme s tabulkovými hodnotami. V případě že je tabulková hodnota větší než vypočtená, spočítáme, kolik hodin nám dané ložisko vydrží bez poruchy pracovat. Pokud nám výsledná hodnota vyhovuje. Výpočet je u konce. Pokud ovšem ne, musíme vybrat ložisko s vyšší únosností a přepočítat jej znovu. Přesné postupy výpočtu uvádí každý výrobce na svých internetových stránkách. Tyto výpočty jsou použity i ve konstrukční části této práce.

Některé rozměry nám určuje také samotná stavba vřetene. V případě automatického upínání obrobků nebo podávání materiálu ze zásobníku skrze vřeteno, je dán vnitřní průměr hřídele. Od něhož se odvíjí i vnější průměr, na který budou ložiska nasazena. Většinou je tedy alespoň jeden rozměr předběžně dán.

Krok 3: Třída přesnosti ložiska

Volba třídy přesnosti závisí pouze na požadované výsledné přesnosti stroje. Všeobecně se za účelem snížení házení na předním konci vřetene používají ložiska zvýšené přesnosti a na zadním konci vřetene postačí ložisko s normální přesností. Důvod pro takový výběr je znázorněn na obrázku 3.3 v kapitole o házení ložisek.

Se zvyšováním nároků na třídu přesnosti ložisek, musíme zvyšovat nároky také na plochy, do kterých je ložisko ukládáno. Na výkresech součástí se tedy musí objevit tolerance tvaru a polohy těchto ploch. Jednotliví výrobci si pro své ložiska tyto hodnoty určují. Tyto tolerance zde nejsou jen kvůli samotné funkci, ale při nedodržení jejich předepsaných hodnot neplatí záruka výrobce na dané ložisko.

Krok 4: Uložení ložiska, předpětí a typ klece

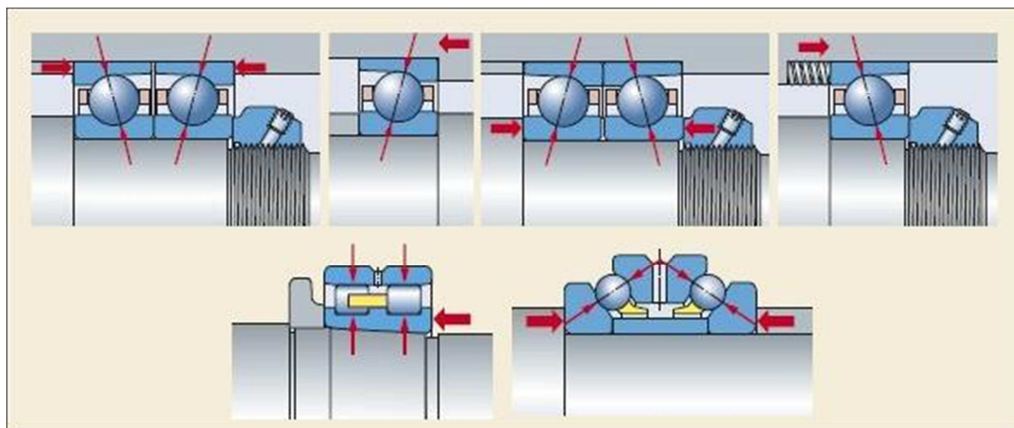
Ukládání ložiska není ukončeno určením válcových ploch, na kterých je umístěno. Ložisko není schopné pracovat v požadované přesnosti, dokud nemá dostatečnou tuhost jak v radiálním, tak v axiálním směru. Další důvody pro předepnutí ložiska je prodloužená provozní trvanlivost a snížení hluku. Existuje několik možností jak ložiska předepnout. V radiálním směru je předepnutí většinou zajištěno uložením s přesahem. U válečkových ložisek se můžeme setkat s kónickým tvarem vnitřního kroužku. V takovém případě může být předpětí realizováno maticí, která při dotahování ložisko tlačí na kónický tvar hřídele. Výsledná tuhost se může korigovat silou předpětí. Hodnoty sil předepínajících ložiska udává výrobce.

Při soustružení musí ložiska přenášet i axiální zatížení. Abychom dosáhli dostatečné tuhosti i v axiálním směru, musíme v něm ložiska také předepnout. Možnosti předepnutí ložisek můžeme vidět na obrázku 3.11.

Většinou se jedná hlavně o zajištění kroužků ložisek v axiálních směrech v závislosti na směru axiálních sil. Válečková ložiska uspořádaná tak, jak je vidíme na obrázku 3.11, jsou schopna se v jistých mezích axiálně pohybovat, a umožní tak vřetenu teplotní dilataci bez zvyšování sil působících na ložiska.

U soustruhů vyžadujeme, jak již bylo napsáno výše, neměnnou polohu předního konce vřetene v prostoru při různých zatíženích. Tato axiálně volná ložiska

umísťujeme tedy na zadní konec vřetene. Stálou polohu předního konce zajistíme správným uspořádáním a předepnutím ložisek předních ložisek. U ložisek s kosouhlým stykem jsou tři základní možnosti uspořádání do sad. První je čely k sobě, druhá zády k sobě a třetí do tandemu, tedy stejně orientované. V případě, že sada obsahuje více než dvě ložiska, využíváme různé kombinace základních uspořádání.



Obr. 3.9 Výběr ze způsobů předepínání ložisek [17]

Na některých ložiscích můžeme vidět také klec. Hlavní důvod pro její používání je, aby zajišťovala správnou polohu všech kuliček a tím rovnoměrné rozdělení sil. Mezi další výhody patří snížení hluku a neposlední v řadě přidržování valivých těles při demontáži ložisek. Typ klece a její materiál je závislý na podmínkách používání ložisek. Firma SKF pro masivní ložiska využívá mosazi a pro ostatní aplikace například tkaninou zesílené pryskyřice, nebo plasty.

Krok 5: Mazání

Mazání je velmi důležitou součástí každého ložiska, závisí na něm životnost, třecí odpor a s tím i množství ztracené energie. Volbu maziva určují pracovní podmínky ložisek. Závisí hlavně na teplotě a rychlosti otáčení. K vytvoření ideálního mazivového filmu stačí malé množství maziva. V tabulce 3.12 můžeme vidět způsoby mazání vřeten soustruhů.



Tab. 3.3 Způsoby mazání ložisek [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Každý způsob má své pro a proti. V následujících řádcích tedy uvedu výhody a nevýhody některých způsobů.

Plastické mazivo

Nejpoužívanějším mazivem je mazivo plastické. Skládá se z minerálního nebo ropného oleje a zahušťovadla. Další typy maziv jsou například vápenatá, sodná, lithná nebo syntetická maziva. Plastické mazivo zajišťuje ložisku při normálních podmínkách nízké tření, snižuje ztráty a udržuje teplotu na nízké hodnotě. Při vysokých otáčkách a zatíženích plastickému mazivu ale klesá životnost. S rostoucími otáčkami se také zvyšuje teplota, kterou již plastické mazivo není schopno přenášet do okolí.

Olej

V takových případech využíváme k mazání oleje. Jejich kapalně skupenství nám umožňuje cirkulaci a lepší chlazení. Oleje rozdělujeme dle složení na ropné a syntetické. Možností jak olej dopravit do ložiska více než u plastických maziv.

- Olejová lázeň – nejjednodušší systém mazání ložisek. Ložisko se brodí v oleji. Je to spolu s plastickým mazivem jediný systém, při kterém není potřeba dopravní systém.
- Olejová mlha - pomocí stlačeného vzduchu je olej přiveden do ložiska. Toto řešení přináší výhody v tom, že se do ložisek nedostane voda. Olejová mlha ji vytlačí. Nevýhodou je ovšem znečištění ovzduší.
- Vstřikování - udržuje stabilní teplotu ložisek a stejně jako u olejové mlhy vytlačí vodu z prostoru ložisek. Nevýhoda je vyšší cena a vysoké tření v ložiscích.
- Olej-vzduch - tento způsob mazání není pro prostředí škodlivý a taktéž vytlačuje vodu z prostoru ložisek. Nevýhodou je jeho vysoká cena a složité odhadování potřebného množství oleje.

Těsnění

Olej i plastické mazivo je schopno plnit svou funkci pouze, když bude čisté. Nečistoty zvyšují tření a způsobují opotřebení jak kuliček, tak kroužků ložiska. Čisté prostředí nám zajišťuje těsnění.

Pro utěsnění vřetene můžeme využít normalizovaných součástí, jako jsou například gufera a V-kroužky, nebo speciální těsnění. Společně tuto skupinu nazýváme jako kontaktní, protože udržují kontakt s vřetenem.

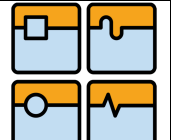
Jinou metodou je těsnění tvarem, nedochází zde ke styku dvou povrchů. Díky tvaru se ovšem do prostředí ložisek nedostanou nečistoty. Taková těsnění nazýváme labyrintová.

Ložiska mohou být také těsněna tlakem vzduchu, přes který nevnikne řezná kapalina do prostoru ložisek. Poslední dvě metody mohou být kombinovány.

Krok 6: Montáž a demontáž

V závislosti na velikosti ložisek a přesahu existuje několik způsobů montáže. Při každé montáži ovšem musí být ložisko a válcovité plochy řádně očištěny. Nečistoty by mohly způsobit nepřesnosti v uložení a snížení životnosti ložiska. U ložisek malých rozměrů s malými přesahy využíváme pro nasazení ložiska klasický lis.

U větších přesahů můžeme využít například teplotní roztažnosti, když ložisko zahřejeme, resp. ochladíme. Nikdy bychom ovšem neměli ložisko zahřát na více jak 125°C. Došlo by k metalurgickým změnám materiálů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Další možnost montáže, resp. demontáže je využití hydraulickou pumpu, která nám tlakem roztáhne ložisko, které poté můžeme posunout na správné místo. Tlak v takové pumpě může dosahovat až 100MPa.

Shrnutí

Problematika ložisek je velice rozsáhlá. V předešlých řádcích jsem poukázal na základní pravidla při jejich výběru a nastínil řešení jednotlivých kroků.

Vývoj ložisek jde neustále dopředu a tak co bylo před pár lety novinkou, je v dnešní době standart. Všichni výrobci ložisek se snaží snižovat ztráty v ložiscích, odlehčovat je, dosahovat vyšších rychlostí a posunovat tak hranice možností stále dál. Mezi přední světové výrobce patří společnosti INA a FAG spadající pod Schaeffler group, SKF, a neposlední v řadě Timken.

3.5. Upínání obrobků

V této kapitole se seznámíme se způsoby, jak upnout obrobek do soustruhu. Jak jsem již zmínil na začátku, máme několik druhů soustruhů. U mnoha může být systém upínání obdobný, u ostatních se může měnit. Postupně si probereme jednotlivé možnosti.

Mezi hroty

Upínání mezi hroty je jedna z nejstarších možností. Je po nich dokonce pojmenovaná jedna skupina soustruhů, hrotové soustruhy.

Je zřejmé, že k upnutí mezi hroty nestačí pouze vřetení. Potřebujeme také druhý hrot, který je na druhé straně soustruhu zaseknutý v koníku. V případě dlouhého obrobku můžeme použít pro podporu obrobku ještě lunety, které jsou umístěny mezi vřetenem a koníkem. Toto uložení nám ovšem k obrábění nestačí. Pouze hrotem mnohdy nejsme schopni předat na vřetení takový točivý moment, aby se nám při obrábění nezastavilo. Využíváme tedy unášecí srdce nebo hrot se třemi břity. Oba upínací hroty jsou přichyceny pomocí metrického nebo Morse kužele a musí být souosé.

Pro vřetení to znamená, že při konstruování dáme vnitřní straně kuželovou plochu s normalizovaným úhlem.

Do čelistí

Upínání do čelistí, resp. do sklíčidla, je jedna z nejpoužívanějších možností. Setkáme se s ní na obvyklých soustruzích, i automatech. Obrobek se upíná do 3 až 6 čelistí.

U obvyklých soustruhů je sklíčidlo utahováno ručně klíčem. Souosost s osou vřetení je zajištěna stavbou sklíčidla, kde všechny čelisti jsou uchyceny v jedné spirále. V případě lícni desky utahujeme čelisti jednotlivě.

U automatů jsou čelisti stahovány hydraulickým systémem. Nově se začíná využívat i elektrických systémů upínání. Takový systém je daleko méně nákladný na provoz než hydraulický. Jeho pořizovací cena je ovšem vyšší. Výrobce Hainbuch udává brzkou návratnost investice.

I v tomto případě musí mít vřeteno jistý tvar, aby na něj šlo sklíčidlo upevnit a tak došlo i k normalizaci předních konců vřeten. Většinou tyto rozměry nezasahují do kužele potřebného pro hroty. Dostáváme tedy možnost jednoduše zvýšit univerzalitu vřetene. A máme tak již druhé kritérium pro tvar vřetene. Tato situace se může mírně zhoršit v případě, že potřebujeme takovou upínací sílu, že průměr upínací tyče, vedené mezi upínačem a čelistmi, dosahuje velikosti i přes 100mm. Upínací hydraulika bývá připevněna na konci vřetene až za pohonem. Uchopení obrobku může být realizováno buď z vnitřní strany, nebo z vnější, dle potřeby.



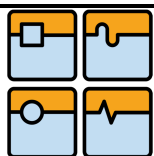
Obr. 3.10 Sklíčidlo [13]

Kleštiny

Kleštiny mají velice úzké možnosti použití, z toho důvodu se používají převážně ve vícevřetenových automatech, které vyrábějí obrobky z tyčí, které jsou podávány skrze vřeteno ze zásobníku. Rozsah průměrů, které můžeme upnout do jedné kleštiny je pouze několik milimetrů. V případě větší změny průměru tyče ovšem můžeme kleštinu zaměnit za kleštinu s rozdílným vnitřním průměrem. Kleštiny mohou být upevněny ke vřetenu buď závitem nebo bajonetem, zajištěným perem. Upínání kleštiny se provádí také pomocí hydraulického systému. V budoucnu se dá předpokládat využití elektrického upínače podobně jako v případě sklíčidla. V případě kleštin na vícevřetenovém automatu bývá hydraulická jednotka umístěna mezi ložiska.



Obr. 3.11 Kleštiny [19]



Magnetické upínání

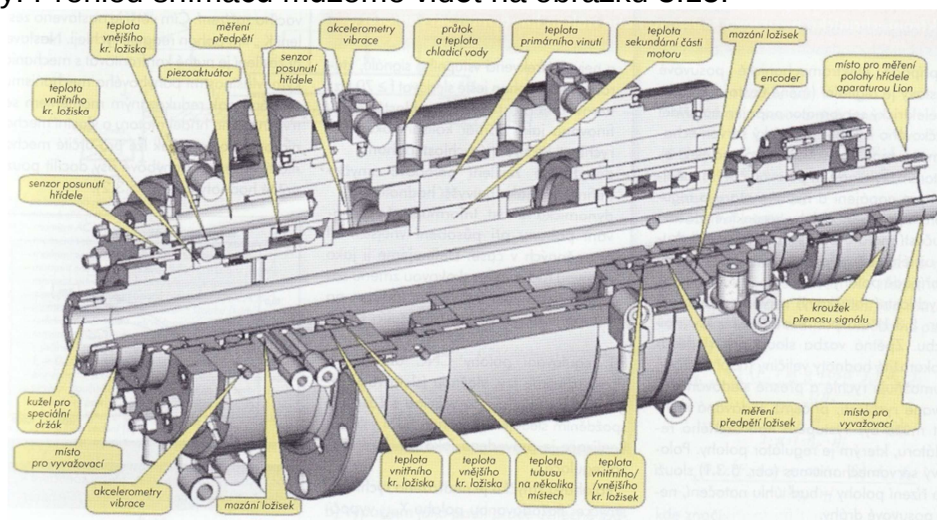
V případě obrábění tenkostěnných profilů by mohlo dojít při uchycení sklíčidly ke zdeformování tvaru obrobku z důvodu nerovnoměrného zatížení. V takovém případě je možné použít upnutí na magnetickém disku. Síla upnutí samozřejmě nestačí na velké úběry materiálu, ale postačí pro dokončovací operace.

Upínání na karuseli

Karusel je zvláštní druh soustruhu a tak si vyžaduje i zvláštní upínání. Velikou výhodou karuselu je, že obrobek není uchycen z boku, ale stojí na otočném stole, vřetení. K upínání se využívá různých upínačů v závislosti na tvaru obrobku.

3.6. Snímače

Na vřetena soustruhů můžeme nainstalovat snímače různých parametrů. Od snímačů polohy, přes snímače teploty, měření předpětí ložisek až po průtok chladicí kapaliny. Přehled snímačů můžeme vidět na obrázku 3.15.



Obr. 3.12 Možnosti diagnostiky vřetene [1]

3.7. Výrobci soustruhů

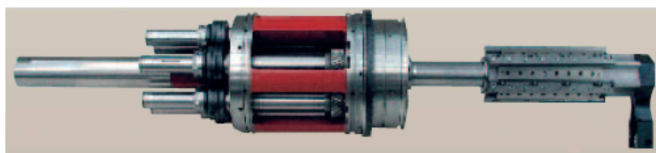
Tajmac-ZPS

Portfolio italsko zlínské firmy:

- Vertikální obráběcí centra
- Horizontální obráběcí centra
- Multifunkční obráběcí centra
- Vícevřetenové soustružnické automaty
- Dlouhotočné CNC automaty

V oblasti soustruhů se Tajmac-ZPS zaměřuje na 6 nebo 8mi vřetenové automaty, Pohon jednotlivých os dříve vyvinutých automatů zajišťovaly vačky, pro jednodušší a rychlejší přenastavení jsou ovšem nové stroje vybaveny CNC systémem. Výrobce používá vřetena vlastní konstrukce.

MORI-SAY TMZ642CNC [17]



Technické parametry

TMZ642CNC		
počet vřeten	6	
max. průměr tyče	48	mm
max. vnitřní průměr upínací trubky	53	mm
max. délka podání	150	mm
otáčky vřeten	5 000	min ⁻¹
jmenovitý výkon motoru vřetena	7	kW
jmenovitý krouticí moment vřetena	66,8	Nm
ztrátový čas	0,7	s
počet podélných suportů	6	
počet křížových suportů	6	

Obr. 3.13 MORI-SAY 620AC [18]

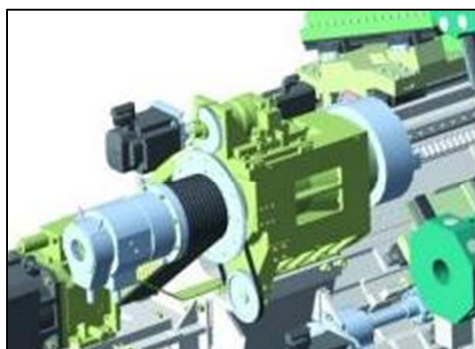
Pokrokové technické řešení vyvinuté konstruktéry Tajmac-ZPS dovoluje u tohoto vícevřetenového automatu nezávislé řízení otáček každého vřetena a přesné rozdělení výkonu na každý AC pohon vřetena v návaznosti na podmínky obrábění. Současně absolutní nezávislost každého vřetena umožňuje využít jakýkoliv způsob obrábění, včetně operací vyžadující zastavení a orientaci vřeten, což vytváří z TMZ642CNC skutečně multifunkční obráběcí centrum.

Kovosvit MAS [10]

Portfolio firmy:

- Vertikální obráběcí centra
- Horizontální obráběcí centra
- Multifunkční obráběcí centra
- CNC soustruhy
- Soustružnická centra

Firma ze Sezimova Ústí se zabývá výrobou frézařských a soustružnických center. Jeden z nich je i modulárně provedený stroj z vývoje firmy Kovosvit MAS, který disponuje vysokou tuhostí, výkonným motorem a vysokým kroutícím momentem. Tyto parametry umožňují výkonné soustružení i na maximálním průměru.



Technické parametry

SP430		
počet vřeten	1	
max. průměr obrobku	430	mm
max. délka soustružení	150	mm
otáčky vřetene	3 800	min ⁻¹
jmenovitý výkon motoru vřetena	17/25	kW
jmenovitý krouticí moment vřetena	974/1433	Nm

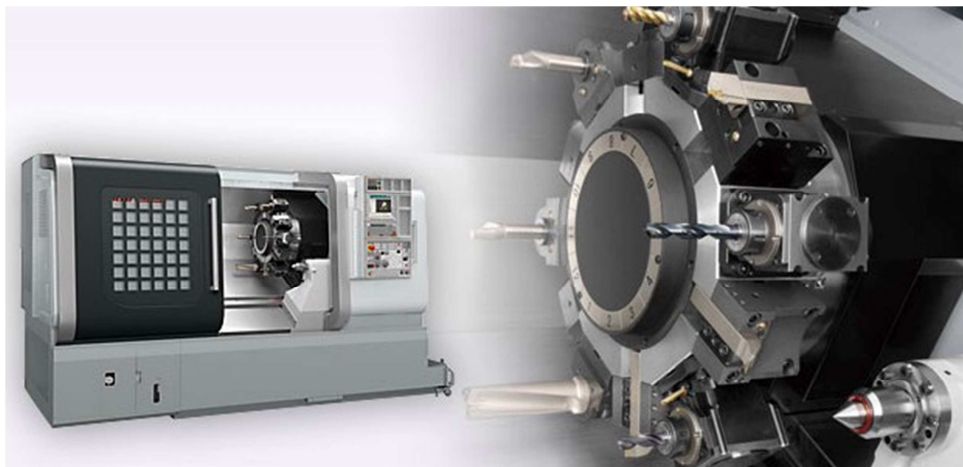
Obr. 3.14 Kovosvit MAS SP430 [11]

MORI-SEIKI [19]

Japonská firma MORI-SEIKI představuje špičku mezi výrobci obráběcích strojů. Jeden z jejich soustruhů je i soustruh NLX2500. Tuhý a přesný CNC soustruh NLX2500 obdržel cenu, sponzorovanou společností Nikkan Kogyo Shimbun, jako jeden z 10 nejlepších nových výrobků za rok 2010. Firma Mori Seiki získala tuto cenu již popáté v řadě.

NLX2500 série byla vyvinuta z tradiční řady NL, kterých se prodalo více než 10.000 kusů. Konstrukce stroje NLX2500 je výsledkem podrobné analýzy současných požadavků a více než 5.000 komentářů od zákazníků. Stroj je vybaven mimořádnými charakteristickými rysy včetně vysoké tuhosti, opatřeními proti tepelným deformacím, úspory energie, úspory místa a shody s bezpečnostními normami.

Maximální průměr obrobku je 460mm a délka 728mm. Maximální otáčky dosahují hodnoty 4000min^{-1} . Výrobce bohužel na svých stránkách neuvádí výkon a točivý moment.



Obr. 3.15 MORI-SEIKI NLX2500 [20]

4. Výpočtová část

Pro konstrukční část bakalářské práce jsem si vybral vřeteno soustruhu, který by měl obrábět kroužky ložisek v rozmezí průměrů od 50mm do 100mm. Pracovní otáčky vřetene by měli být mezi 100 až 3000 za minutu. Upínání obrobku by mělo být automatické. Při výpočtu se zaměřím na rozměry, uložení a pohon vřetene.

Zadání pro výpočet parametrů a rozměrů vřetenové jednotky:

Požadované parametry		
Materiál obrobku:	14100	
Max. průměr obrábění:	100	mm
Max. délka obrábění:	100	mm
Rozsah otáček vřetene:	100-3000	1/min
Maximální osová síla x, y, z:	10	kN

Tab. 4.1 Požadované parametry stroje

Materiál obrobku je vhodný na kroužky valivých ložisek do tloušťky stěny 16mm.

Charakteristika materiálu:

měrná řezná síla: 2300MPa [22]

obrobitelnost: 12b [9]

tvrdost: max 225HB [9]

Jako materiál vřetene jsem zvolil ocel třídy 14220, který je vhodný na vřetena.

Charakteristika materiálu:

Modul pružnosti: $E_{\text{ocel}} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Mez kluzu: $\sigma_k := 588 \text{ MPa}$

$d_{\text{max}} := 100 \text{ mm}$

$L_{\text{max}} := 100 \text{ mm}$

$n_{\text{min}} := 100 \text{ 1/min}$

$n_{\text{max}} := 3000 \text{ 1/min}$

$F_{x\text{max}} := 10000 \text{ N}$

$F_{y\text{max}} := 10000 \text{ N}$

$F_{z\text{max}} := 10000 \text{ N}$

$F_{xy\text{max}} := \sqrt{F_{x\text{max}}^2 + F_{y\text{max}}^2} = 1.41421 \times 10^4 \text{ N}$

Výpočet maximálního kroutícího momentu a výkonu motoru.

$n_{dmax} := 1000$	1/min	otáčky při obrábění na max. průměru
$d_{max} = 100$	mm	průměr
$f_{ot} := 0.4$	mm	posuv na otáčku
$a_p := 5$	mm	hloubka třísky
$\eta := 0.91$		účinnost převodu řemenem [5]
$k_c := 2300$	MPa	měrná řezná síla

$$v_c := \frac{\pi \cdot d_{max} \cdot n_{dmax}}{1000} = 314.15927 \quad \text{m/min} \quad \text{řezná rychlost} \quad (4.1)$$

$$A_D := f_{ot} \cdot a_p = 2 \quad \text{mm}^2 \quad \text{průřez třísky} \quad (4.2)$$

$$P := \frac{v_c \cdot A_D \cdot k_c}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta} = 26.46763 \quad \text{W} \quad \text{výkon} \quad (4.3)$$

$$F_c := k_c \cdot A_D = 4.6 \times 10^3 \quad \text{N} \quad \text{Řezná síla při daném nastavení} \quad (4.4)$$

$$M_{kdmax} := F_c \cdot \frac{d_{max} \cdot 10^{-3}}{2} = 230 \quad \text{Nm} \quad \text{Kroutící moment} \quad (4.5)$$

Pro výpočet kroutícího momentu jsem zvolil mírnou korekci, aby se motor v případě přetížení nezastavil

$$M_{k1} := M_{kdmax} \cdot 1.25 = 287.5 \quad \text{Nm}$$

Pro další výpočet jsem zaokrouhlil kroutící moment na 290Nm.

$$M_k := 290 \quad \text{Nm}$$

Rozhodl jsem se pro výběr motoru od firmy siemens, která nabízí širokou škálu motorů pro náhon hlavního vřetene.

Pro daný výkon nám vyhovují tyto motory:

Motory řady 1PH7137-..G..-0...

<http://support.automation.siemens.com/WW/view/en/28193526>

COMPACT INDUCTION MOTOR 28 KW, 2000 RPM, 133.7 NM, VC: 29 KW, 2300 RPM, 120.4 NM 60 A, VC: 56 A, W/O BRAKE,

Motory řady 1PH7163-..F..-0...

<http://support.automation.siemens.com/WW/view/en/28192599>

COMPACT INDUCTION MOTOR 30 KW, 1500 RPM, 191 NM, VC: 34 KW, 1750 RPM, 185.5 NM, 72 A, W/O BRAKE;

Motory řady 1PH7167-..D..-0...

<http://support.automation.siemens.com/WW/view/en/28193677>

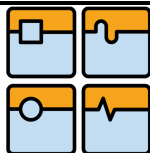
COMPACT INDUCTION MOTOR 28 KW, 1000 RPM, 267.4 NM, VC: 31 KW, 1150 RPM, 257.4 NM, 71 A, VC: 70 A, W/O BRAKE;

Požadavky na motor: výkon větší než 26,5kW

kroučící moment co nejbližší 290Nm

otáčky motoru větší než 3000

Při volbě pohonu jsem se rozhodnul pro motory řady 1PH7 výrobce je uvádí jako motory vhodné pro hlavní vřetena. První dva motory odpovídají požadovanému výkonu, i když druhý už má o 3,5kW navíc. Požadavku na kroučící moment ale nejvíce vyhovuje motor třetí. Z následujícího grafu lze zjistit, že odpovídá i otáčkám. Jako pohon vřetene tedy zvolím motor řady 1PH7167-..D..-0...



09.00

1PH7 AC Main Spindle Motors

3.1 Speed-power diagrams

Table 3-44 AC main spindle motor 1PH7167-2ND4□□-0L

Rated output P_{rated} [kW]	Rated speed n_{rated} [RPM]	Rated torque M_{rated} [Nm]	Rated current I_{rated} [A]	Time constant (therm.) T_{th} [min]	Max. speed n_{max} [RPM]	Moment of inertia J [kgm ²]	Weight m [kg]
28	1000	267	71	35	8000	0.23	228

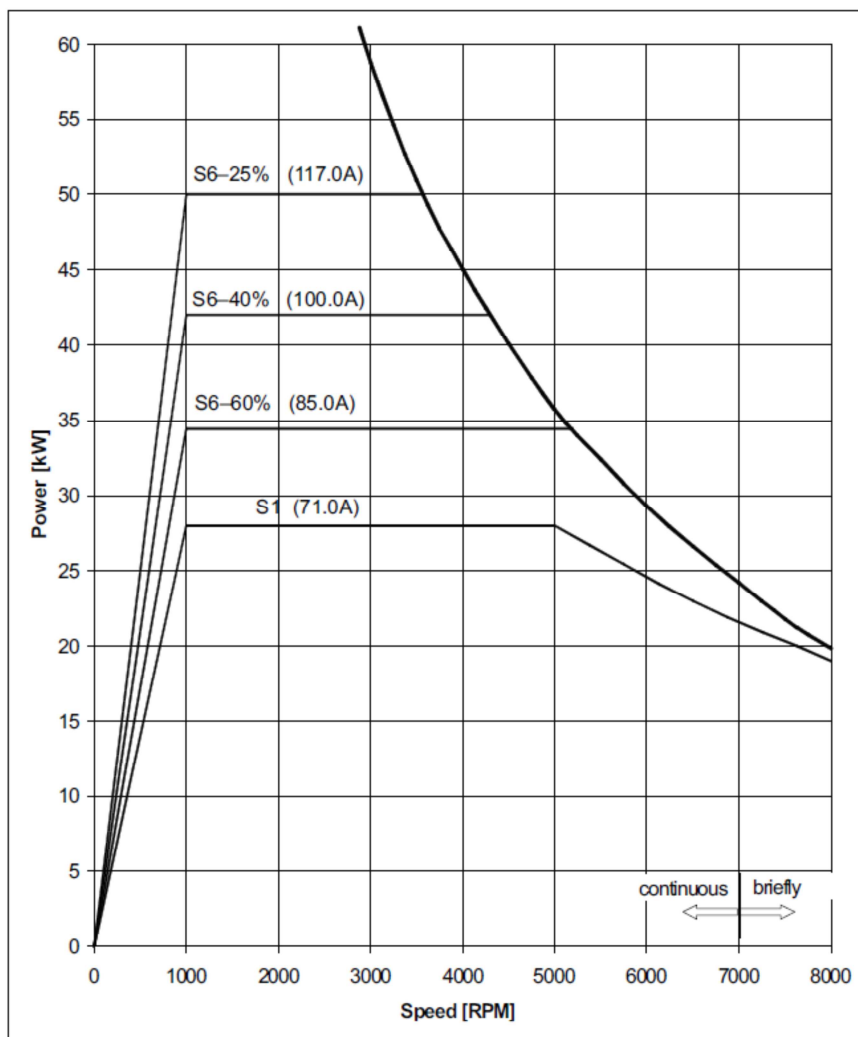


Fig. 3-44 Speed-power diagram 1PH7167-2ND4□□-0L

© Siemens AG 2000. All rights reserved. 6SN1107-0AA20

Hodnota krouticího momentu neodpovídá přesně požadované hodnotě, proto musíme určit převodový poměr pro zvýšení krouticího momentu na požadovanou hodnotu

Krouticí moment motoru: 267Nm

Požadovaný krouticí moment na vřetení: 290Nm

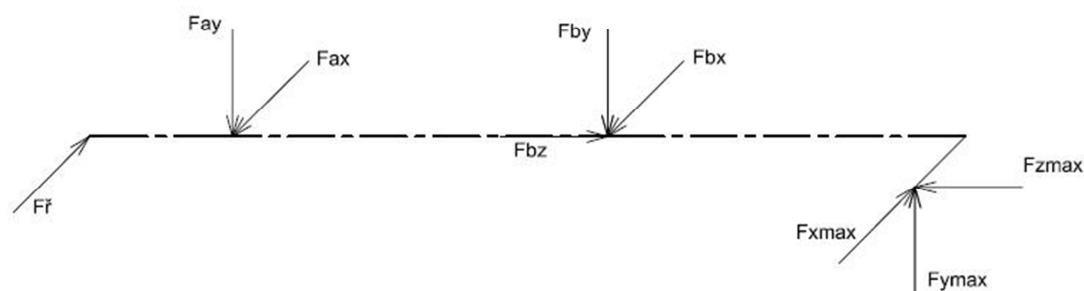
$$M_{km} := 267 \quad \text{Nm}$$

$$M_k = 290 \quad \text{Nm}$$

$$i_0 := \frac{M_k}{M_{km} \cdot \eta} = 1.19356 \quad (4.6)$$

$$i := 1.2 \quad \text{převodové číslo}$$

VVU



Obr. 4.2 Zatížení vřetene

Pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek si prvně vypočítáme předběžné VVU a určíme si reakce v ložiskách. Předpokládám, že axiální síly bude přenášet pouze ložisko u předního konce vřetene. Po výpočtu optimální vzdálenosti se musíme vrátit zpět, a VVU přepočítat. Pro zkrácení uvedu jen přepočítanou verzi VVU.

Vzdálenost mezi ložiskami: $l_l := 262$ mm

Vzdálenost od předních ložisek k místu obrábění: $a := 250$ mm

Vzdálenost řemenového kola od ložiska A: $b := 100$ mm

$F_{\emptyset} := 8000$ N

$F_{x\max} = 1 \times 10^4$ N

$F_{y\max} = 1 \times 10^4$ N

$F_{z\max} = 1 \times 10^4$ N

Výpočet v bodě A

$F_{zB} := F_{z\max} = 1 \times 10^4$ N

$F_{yB} := \frac{F_{y\max} \cdot (l_l + a)}{l_l} = 1.9542 \times 10^4$ N

$F_{xB} := \frac{F_{x\max} \cdot (l_l + a) - F_{\emptyset} \cdot b - F_{z\max} \cdot \frac{d_{\max}}{2}}{l_l} = 1.45802 \times 10^4$ N

$F_{xA} := F_{\emptyset} - F_{xB} + F_{x\max} = 3.41985 \times 10^3$ N

$F_{yA} := F_{yB} - F_{y\max} = 9.54198 \times 10^3$ N

$F_A := \sqrt{F_{xA}^2 + F_{yA}^2} = 1.01363 \times 10^4$ N

$F_B := \sqrt{F_{xB}^2 + F_{yB}^2} = 2.43818 \times 10^4$ N

Upínání obrobků bude u mého stroje automatické. Pro upínání obrobku do sklíčidel použijeme hydraulický upínač. Výběr typu upínače je závislý především na upínací síle. Pro většinu pracovních operací by měl stačit hydraulický upínač M1552. Ten má vnější průměr táhla 55mm, a je tedy nutné mít uprostřed vřetene díru. Při obrábění by ovšem mohl vzniknout problém, že upínací síla nebude dostatečná a proto se jsem se rozhodl pro konstrukci vřetene pro hydraulický upínač M1875. Navíc díky větším rozměrům vřetene se nám zlepší tuhost vřetene a tím i přesnost obrábění. Vnější průměr táhla upínače M1875 je 80mm. Vnitřní průměr hřídele tedy volím větší, a to 90mm.

$$d_1 := 90 \quad \text{mm}$$

Při výpočtu bude návrhový součinitel roven 2,5. Vnější průměr vřetene vypočítám na základě znalostí z mechaniky těles. Při výpočtu budu postupovat tak, že budu navrhovat průměr tak, aby mi vyšla bezpečnost rovna 2,5.

Rozměry hřídele:

$$D_{11} := 94.191 \quad \text{mm}$$

Návrh vnějšího průměru hřídele

$$w_o := \frac{\pi \cdot (D_{11}^4 - d_1^4)}{32 \cdot D_{11}} = 1.36555 \times 10^4 \text{ mm}^3 \quad w_k := \frac{\pi \cdot (D_{11}^4 - d_1^4)}{16 \cdot D_{11}} = 2.7311 \times 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o := \frac{M_{oB}}{w_o} = 234.45191 \text{ MPa}$$

$$\tau_k := \frac{M_k \cdot 10^3}{w_k} = 10.61842 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_k}{k_k} \quad \sigma_k \quad \text{mez kluzu materiálu vřetene} \quad (4.8)$$

$$k_k := \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = 2.5003 \quad k_k \quad \text{návrhový součinitel bezpečnosti} \quad (4.9)$$

Z výpočtu je zřejmé, že zatížení by vřeteno mělo zvládnout při vnějším průměru hřídele 94.191mm. Tento průměr bude pod řemenovým kolem, kde ovšem ještě bude drážka pro pero. Drážka v hřídeli, pro pero na průměr od 95 do 110mm, je hluboká 9,9mm. Jelikož ale nemáme plnou hřídel, musíme tuto hloubku přičíst na obě strany. Výsledný průměr je tedy $94,2+19,8=114\text{mm}$. To už se ale dostáváme do vyšší kategorie kde je hloubka drážky 11,1mm. Po přičtení k 94,2mm nám celkový výsledek dá 116,4mm. Pro zvýšení bezpečnosti a přesnosti obrábění dále budu pokračovat s vnějším průměrem 120mm.

Jelikož se jedná o cyklické namáhání, provedu ještě výpočet bezpečnosti vůči mezi únavy. [6]

$$D_1 := 120 \quad \text{mm}$$

$$a_a := 4.51$$

$$b_b := -0.265$$

$$R_m := 785 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{co} := 0.504 \cdot R_m$$

$$k_a := a_a \cdot R_m^{b_b} = 0.77097$$

$$d_{\text{efekt}} := 0.370 D_1 = 44.4 \quad \text{mm}$$

$$k_b := 1.24 \cdot (d_{\text{efekt}})^{-0.107} = 0.82633$$

$$k_c := 1$$

$$k_d := 1$$

$$k_e := 0.897$$

$$k_f := 1$$

$$\sigma_{co'} := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 226.08952 \quad \text{MPa}$$

$$k_{kk} := \frac{\sigma_k}{\sigma_{co'}} = 2.60074 \quad (4.9)$$

Bezpečnost vůči mezi únavy je postačující.

Při výpočtu optimální vzdálenosti mezi ložisky budu postupovat dle návodu v kapitole 3.3.

Výpočet optimální vzdálenosti:

$$y(l_1) := F_{xy\max} \cdot \left[\left[(C_A + C_B) \cdot \frac{a^2}{l_1^2} \right] + \left(C_B \cdot \frac{2 \cdot a}{l_1} \right) + \left(\frac{a^3}{3 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_2} \right) + \left(\frac{a^2 \cdot l_1}{3 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1} \right) + C_B \right] \quad (4.10)$$

položím derivaci rovnu nule:

$$\frac{\delta y}{\delta l_1} = 0 = - \left[(C_A + C_B) \cdot \frac{2 \cdot a^2}{l_1^3} \right] - \left(C_B \cdot \frac{2 \cdot a}{l_1^2} \right) + \frac{a^2}{3 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1} \quad (4.11)$$

úpravou rovnice dostaneme kubickou rovnici pro optimální vzdálenost ložisek:

$$l_1^3 - \left(C_B \cdot \frac{6 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1 \cdot l_1}{a} \right) - 6 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1 \cdot (C_A + C_B) = 0 \quad (4.12)$$

tato rovnice odpovídá schématu:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0$$

kde:

$$q := -C_B \cdot \frac{6 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1}{a} \quad a \quad r := -6 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot l_1 \cdot (C_A + C_B) \quad (4.13, 4.14)$$

Tato rovnice má tři kořeny, z nichž pouze první je reálný a má tedy význam:

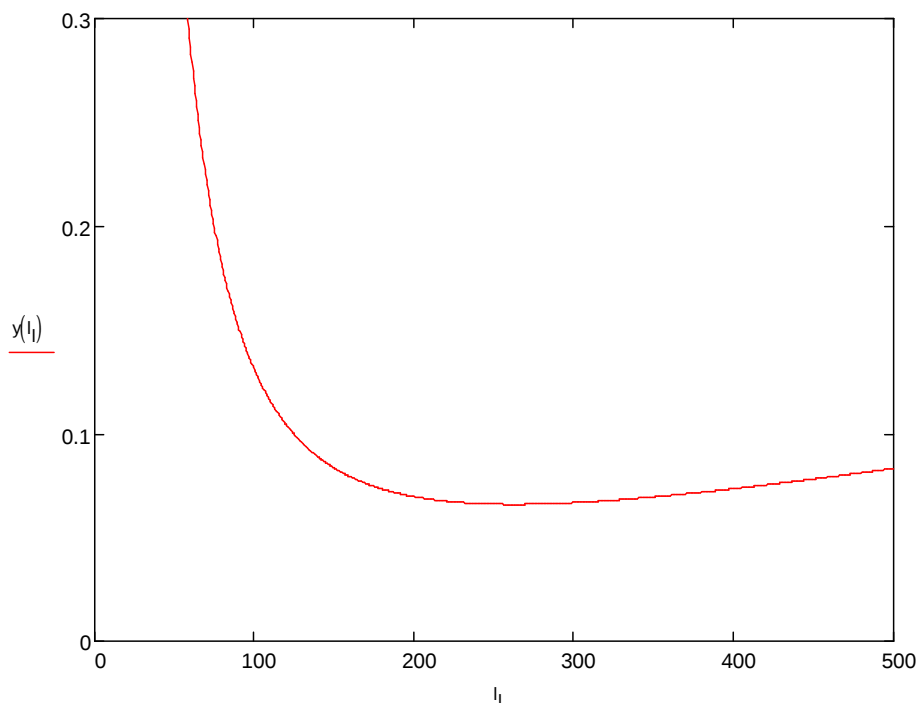
$$z := 0.25 \cdot r^2 + \frac{q^3}{27} \quad (4.15)$$

$$u := \sqrt[3]{-0.5 \cdot r + \sqrt{z}} \quad (4.16)$$

$$v := \sqrt[3]{-0.5 \cdot r - \sqrt{z}} \quad (4.17)$$

$$x_1 := u + v = 262.35073 \quad \text{mm} \quad \text{Optimální vzdálenost je tedy 262mm.} \quad (4.18)$$

Hodnotu optimální vzdálenosti můžeme odečíst také z grafu funkce 4.10.



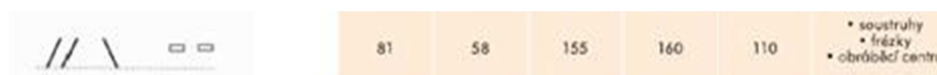
Obr. 4.3 Graf funkce 4.10

Volba ložisek

Při volbě ložiska budu postupovat dle daného postupu, který je napsán v teoretické části bakalářské práce.

Krok 1: Typ ložiska a jeho uspořádání

Dle knížky Konstrukce CNC obráběcích strojů volím doporučené uložení druhého typu na druhém řádku hřídele.



Obr. 4.4 Uspořádání ložisek konstruovaného vřetene [1]

Vzhledem k tomu, že soustruh bude využíván firmou INA FAG, rozhodl jsem se pro ložiska od této firmy.

Krok 2: Rozměr ložiska

Vzhledem k tomu, že soustruh bude využíván firmou INA FAG, rozhodl jsem se pro ložiska od této firmy. Z důvodu jednodušší montáže provedu odstupňování vřetene.

Průměr pod zadním ložiskem: 130mm

Průměr pod předními ložisky: 140mm

Jako zadní ložisko (ložisko A) prvně zvolím nejmenší dvouřadé válečkové ložisko, které má vnitřní průměr 130mm. Takovému požadavku odpovídá ložisko NN3026AS-K-M-SP od firmy INA. V následujícím výpočtu zjistím, jestli odpovídá požadované trvanlivosti. Dle označení se jedná o ložisko s dírou o kuželovitosti 1:12, mosaznou klecí, které je vyrobeno ve třídě přesnosti SP.

Jako přední ložiska (ložiska B) volím dle doporučeného uložení ložiska s kosoúhlým stykem. Vnitřní průměr ložiska je 140mm. Základní dynamické únosnosti odpovídá ložisko B7028E-T-P4S od firmy INA. Uspořádání ložisek dle katalogu výrobce nese označení TBTL. Dle označení se jedná o ložisko s úhlem styku 25°, vyrobené v třídě přesnosti P4S s klecí z pevného tvrdého materiálu.

Výpočet proveden dle knížky Konstruování strojních součástí. [6]

$L_D := 30000$ h Požadovaná trvanlivost ložisek.

Provozní součinitel:

$a_f := 1.2$ Uvažuji zatížení na hranici malých a středních rázů.

Otáčky:

$n_{\max} = 3 \times 10^3 \text{ min}^{-1}$ Pro výpočet ložiska uvažuji maximální otáčky.

Koeficienty potřebné pro výpočet:

$a_v := \frac{10}{3}$ Hodnota pro ložiska s čárovým stykem.

$a_k := 3$ Hodnota pro ložiska s bodovým stykem.

Požadovaná spolehlivost:

$R_D := 0.90$

Parametry Weibullova rozdělení:

$L_{10} := 1 \cdot 10^6$ otáček Základní výpočtová trvanlivost.

$x_0 := 0.02$

$\theta := 4.459$

$b_w := 1.483$

Náhodná veličina bezrozměrné trvanlivosti:

$$x_D := \frac{60 \cdot L_D \cdot n_{\max}}{L_{10}} = 5.4 \times 10^3 \quad (4.19)$$

Požadovaná trvanlivost je 5400krát větší než základní výpočtová trvanlivost L_{10} .

Ložisko v zadní části vřetene (ložisko A)

Základní dynamické únosnosti:

$$C_A := a_f \cdot F_A \cdot \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) \cdot (1 - R_D)^{\frac{1}{b_w}}} \right]^{\frac{1}{a_v}} = 1.62234 \times 10^5 \text{ N} \quad (4.20)$$

Výpočet ekvivalentního zatížení pro ložisko A:

$$X_A := 1 \quad (4.21)$$

$$P_A := X_A \cdot F_A = 1.01363 \times 10^4 \text{ N} \quad \text{Ložisko A nepřenáší žádné axiální zatížení.}$$

Trvanlivost

$$C_{rA} := 290000 \text{ N} \quad \text{Základní dynamická únosnost ložiska A.}$$

$$L_{DA} := \left(\frac{C_{rA}}{P_A} \right)^{a_v} \cdot \frac{L_{10}}{60 \cdot n_{\max}} = 3.97912 \times 10^5 \text{ h} \quad (4.22)$$

Zvolené ložisko tedy vyhovuje se svou základní dynamickou únosností.

Ložisko v přední části vřetene (ložisko B):

$$F_{rB} := \frac{F_B}{3}$$

$$C_{rB} := a_f \cdot F_{rB} \cdot \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) \cdot (1 - R_D)^{\frac{1}{b_w}}} \right]^{\frac{1}{a_k}} = 1.44555 \times 10^5 \quad \text{N} \quad (4.23)$$

Výpočet ekvivalentního zatížení pro ložisko B:

$$\frac{F_{zmax}}{F_{rB}} = 1.23043 \quad \text{Z toho plyne, že:}$$

$$P_B := 0.5 F_{rB} + 0.38 \cdot F_{zmax} \quad (4.24)$$

Trvanlivost ložiska B:

$$C_{rB} := 150000 \quad \text{N} \quad \text{Základní dynamická únosnost ložiska B.}$$

$$L_{DB} := \left(\frac{C_{rB}}{P_B} \right)^{a_k} \cdot \frac{L_{10}}{60 \cdot n_{max}} = 3.85596 \times 10^4 \quad \text{h} \quad (4.25)$$

Jak ložisko A tak ložiska B odpovídají požadované trvanlivosti. Nemusíme tedy ložiska znovu přepočítávat. A můžeme pokračovat v dalším kroku při výběru ložisek.

Krok 3: Třída přesnosti ložiska

Jelikož výrobce tyto ložiska nabízí přímo jako vřetenová ložiska, nemusíme zde volit třídu přesnosti ložiska. Je dána již od výrobce.

Krok 4: Uložení ložiska, předpětí a typ klece

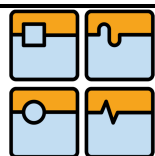
Výrobce INA určuje jednotlivé tolerance uložení a předpětí ložisek, tak aby ložiska pracovala správně. Klec ložiska je dána taktéž už od výrobce a je uvedena i v označení ložiska.

Krok 5: Mazání ložiska

Jelikož nejde o obrábění při vysokých otáčkách, volím jednoduchou a levnou možnost mazání. Ložiska budou mazána tukem.

Krok 6: Montáž a demontáž

Ložiska v přední části vřetene budou montovány po ohřátí a axiální předpětí bude zajištěno maticí. U ložiska v zadní části bude nejprve odměřena vzdálenost od konce vřetene při naražení ložiska na vřeteno ještě před montáží. Poté bude sraženo. Po nasunutí vřetene s předními ložisky do skříně bude zpět naraženo na

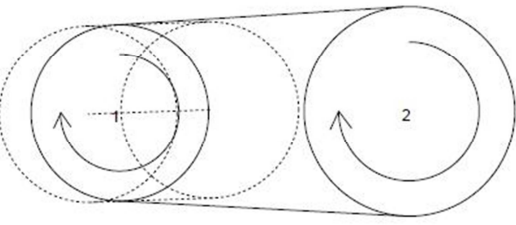


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

stanovenou hodnotu. Dotaženo bude maticí. Vřeteno bude utěsněno bezkontaktně labiryntem.

Řemen

Pro výpočet řemene jsem využil program společnosti Gates. Výpočet můžeme vidět v následujících obrázcích.

		Design IQ™ By Gates Corporation Ver. 3.22/3.22/252 Printed 22.5.2011		Drive Detail Report Designed for: Petr Zábajník Designed by: Application: Bachelor's thesis			
Designed for: Petr Zábajník				Designed by:			
				Belt Data: (mm) Selected Belt: Poly Chain GT Carbon 8MGT Pitch Length: 1280,00 mm (160 Teeth) Belt Width: 36,00			
Layout Data: (mm)							
	X	Y	Diameter	Ratio	Wrap Angle	Arc Length	Span Length
1	-61,07	-1,62	75,00 Grooves (189,39 OD)	1,0	173,44° (36,10 T)	289,06 (36,10 T)	310,98 (38,90 T)
			Slot Min.: 35,98 / 0,95 --- Slot Max.: -95,17 / -2,52				
2	250,42	0,00	89,00 Grooves (225,04 OD)	1,2	186,56° (46,10 T)	368,98 (46,10 T)	310,98 (38,90 T)
Detailed Idler Data: (mm)						* Note: The 'Usable Range' is the idler range between the Minimum Installation and Maximum Take Up	
Pulley 1 Type: Slotted Slot Min.: 35,98 / 0,95 --- Slot Max.: -95,17 / -2,52							
Usable Range*		Install Position		Install Length		Take Up Position	
Min	Max					Take Up Length	
9,11 / 0,24	-88,47 / -2,34	-33,88 / -0,90		1225,72 mm		-67,49 / -1,79	
						1292,83 mm	
Dynamic Data: (kW)							
Condition	Driver Pulley	Driver RPM	Time %	Rot.	Belt Speed m/s	Pulley 1 2	
1	1	1187	35	CW	11,9	42	42
2	1	1187	40	CW	11,9	28	28
3	1	2373	25	CW	23,7	28	28

	Design IQ TM By Gates Corporation Ver. 3.22/3.22/252 Printed 22.5.2011	Drive Detail Report Designed for: Petr Zábajník Designed by: Application: Bachelor's thesis																
	Designed for: Petr Zábajník Designed by:																	
Tensioning Information: (Tensioner Force/Torque) Locked tensioner:																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">New Belt</th> <th colspan="2">Used Belt *</th> </tr> <tr> <th>Minimum</th> <th>Maximum</th> <th>Minimum</th> <th>Maximum</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2390 N</td> <td>2610 N</td> <td>1740 N</td> <td>1950 N</td> </tr> <tr> <td>4780 N</td> <td>5210 N</td> <td>3470 N</td> <td>3910 N</td> </tr> </tbody> </table>	New Belt		Used Belt *		Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	2390 N	2610 N	1740 N	1950 N	4780 N	5210 N	3470 N	3910 N	
New Belt		Used Belt *																
Minimum	Maximum	Minimum	Maximum															
2390 N	2610 N	1740 N	1950 N															
4780 N	5210 N	3470 N	3910 N															
Installation Tension per belt Tensioner Force @ 181,5°																		
* For used belts, the belt tension should be measured and recorded before removal so that the belt can be reinstalled at the same tension.																		

Obr. 4.6 Výpočet řemene [25]

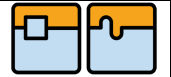
5. Závěr

Zadáním bakalářské práce bylo soustružnické vřeteno. Práci jsem se snažil koncipovat tak, aby měla logické uspořádání. Časovou posloupnost jsem zvolil od historie, přes vývoj až po novodobé trendy ve vývoji soustruhů a jejich vřeten.

Dále jsem se snažil dodržovat zásady probírání látky takovým způsobem, aby i nezasvěcený čtenář pochopil, o co v této práci šlo. Začal jsem tedy celkovým pohledem na výrobní stroje a zmínil jsem jejich účel. Poté jsem postupně směřoval práci k vlastnímu tématu. Provedl jsem rozdělení výrobních strojů na tvářecí a obráběcí. Z obráběcích strojů jsem přešel na funkci a podstatu obrábění na soustruhu. Provedl jsem rozdělení soustruhů a vysvětlil, k čemu se jednotlivé soustruhy používají. V tomto úvodu jsem uvedl čtenáře do problematiky a pomohl jim pochopit funkci a důležitost vřetene na soustruzích.

V dalších řádcích jsem se již mohl orientovat na vlastní téma bakalářské práce. Snažil jsem se uceleně vysvětlit všechny možnosti pohonů, které můžeme na soustruzích vidět. Rozebral jsem důvody, proč vznikají nepřesnosti výroby. Také jsem uvedl a popsal jednotlivé kroky postupu při volbě uložení. Na závěr teoretické části bakalářské práce jsem uvedl výběr z výrobců soustruhů.

Druhá část byla částí konstrukční. V této části práce jsem využil vědomostí, kterých jsem nabyl při tvoření rešerše. Zvolil jsem si požadované typ obrobku, a požadované parametry stroje. Snažil jsem se postupovat tak, jak se to dělá při konstrukci v praxi. Z typu obrobku se odvíjí řezné podmínky, z těchto podmínek jsem vypočítal řezné síly. Řezné síly úzce souvisí s točivým momentem a výkonem. Tyto hodnoty jsem spočítal a z katalogu výrobce motorů Siemens jsem vybral 3 motory, které výrobce doporučuje pro pohon hlavních vřeten strojů. Z těchto motorů jsem vybral jeden, který nejlépe vyhovuje požadovaným parametrům. Pro dosažení klidného chodu a z důvodu požadavku na automatické upínání nástrojů jsem vyřadil možnost pohonu pomocí ozubených kol a servopohonem. Pracovní otáčky zároveň nejsou natolik vysoké, abych musel použít elektrovřeteno. Z těchto důvodů jsem zvolil pro pohon mého vřetene řemen. Pro dosažení požadovaného točivého momentu jsem ještě spočítal převodové číslo mezi řemenicí motoru a vřetene. Výpočet pohonu jsem ukončil výpočtem rozměrů řemene pro který jsem využil program Design IQ 3. Jelikož jsou přední konce vřetene normalizované, vybral jsem

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 49
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

takový konec, který nejlépe odpovídal rozměrům vřetene, který nese označení DIN55026 velikost 8. Další otázkou při konstrukci vřetene je výběr ložisek a výpočet jejich trvanlivosti a vzdálenosti mezi nimi. Tyto výpočty jsem provedl a následně jsem rozhodnul o volbě maziva, těsnění a montáži s ohledem na pracovní podmínky. Výsledkem mé práce je vřeteno zobrazené ve 3D modelu v příloze bakalářské práce.

Tato bakalářská práce mi dala mnoho nových vědomostí. Za sebe jsem rád, že jsem měl jako téma právě soustružnické vřeteno, a že bakalářská práce obsahovala také konstrukční část.

Seznam použité literatury:

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, 2. přepracované a doplněné vyd. Speciální vydání MM Průmyslové spektrum. MM publishing, 2010, ISSN 978-80-254-7980-3
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*, 2. vydání Brno: VUT Brno, 1991. 214 s. ISBN 80-214-0361-6
- [3] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [4] PÍČ, Josef; BRENÍK, Přemysl. *Obráběcí stroje: základy konstrukce a výpočtů*. 1.vyd. Praha: STNL, 1970. 512s.
- [5] BRENÍK, Přemysl; PÍČ, Josef. *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty. Technický průvodce 59*. 2. opravené vyd. Praha: STNL, 1986. 576s.
- [6] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. 1.vyd. Brno: VUTUM, 2010. 1160s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [7] VAVŘÍK, Ivan; BLECHA, Petr; HAMPL, Josef. *Výrobní stroje a zařízení*. Učební texty vysokých škol, sylabus přednášek pro kombinované bakalářské studium. 1.vyd. Brno, 2002.
- [8] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojnická příručka, 6. Svazek*, 1. vyd. Praha: Scientia, 1995, 291 str., ISBN 80-85827-88-3
- [9] VÁVRA, Pavel a kol. *Strojnické tabulky*, Praha: SNTL, 1983. 672s.

Internetové zdroje:

- [10] Acient Lathes, náčrty oskenované z WATSON, Aldren A. *Country Furniture*, Dostupný z: <<http://www.historicgames.com/lathes/ancientlathes.html>>
- [11] Kovosvit MAS, online katalog CNC soustruhů, Dostupný na: <<http://www.kovosvit.cz/cz/cnc-soustruhy/>>
- [12] BIMU, online katalog soustružnických nožů. Dostupný na: <<http://tgs.cz/cs/nastroje/soustruzeni/bimu.ep/>>
- [13] BOW, online katalog soustruhů, dostupný na: <<http://www.bow.cz/produkty/stolni-soustruhy/>>
- [14] Fisher, online katalog vřeten, dostupný na: <<http://www.fischerprecise.com/main/products/precise-spindles/milling-drilling-spindles/>>

- [15] FEPO, online katalog soustruhů, dostupný na: <<http://www.fepo.com.tw/>>
- [16] INA, internetové stránky výrobce, dostupné na: <<http://www.ina.com/>>
- [17] SKF, internetové stránky výrobce, dostupné na: <<http://www.skf.com>>
- [18] Tajmac-ZPS, internetové stránky výrobce, dostupné na: < <http://www.tajmac-zps.cz>>
- [19] THERMDRILL, online katalog výrobce, dostupný na: <<http://www.thermdrill.cz/produkty/klestiny/>>
- [20] MORI-SEIKI, online katalog výrobce, dostupný na: <<http://www.moriseiki.com/english/products/lathe/>>
- [21] Wikipedie, *Soustruh*, dostupné na: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Soustruh>>
- [22] Wikipedie, *Metoda konečných prvků*, dostupné na: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF>
- [23] SANDVIK COROMANT, katalog soustružnických nástrojů, 432 s., dostupný na: <<http://www.coromant.sandvik.com/>>
- [24] SIEMENS, online katalog motorů, dostupný na: <<http://www.siemens.com>>
- [25] GATES, výpočtový program společnosti, dostupný na: <<http://www.gates.com/>>
- [26] RÖHM, katalog předních konců vřeten, dostupný na: <<http://www.roehm.biz/>>

Seznam obrázků

Obr. 1.1	Egyptský soustruh cca 300 let př. n. l. [10]	str. 12
Obr. 1.2	Novodobý soustruh firmy Kovošvit MAS [12]	str. 12
Obr. 2.1	Hlavní části stolního hrotového soustruhu [13]	str. 14
Obr. 2.2	Základní operace na soustruhu [12]	str. 14
Obr. 3.1	Pohon vřetene pomocí řemenového převodu [1]	str. 18
Obr. 3.2	Pohon vřetene pomocí servomotoru [1]	str. 18
Obr. 3.3	Vliv házení ložisek na přesnost obrábění [2]	str. 19
Obr. 3.4	Celková deformace vřetene [2]	str. 20
Obr. 3.5	Deformace vřetene [2]	str. 21
Obr. 3.6	Deformace ložisek [2]	str. 21
Obr. 3.7	Uložení vřetene a) tubus [14], b) skříň [15]	str. 23
Obr. 3.8	Výběr z výrobní řady ložisek značky INA [16]	str. 25
Obr. 3.9	Výběr ze způsobů předepínání ložisek [17]	str. 27
Obr. 3.10	Skříň [13]	str. 30
Obr. 3.11	Kleštiny [19]	str. 30
Obr. 3.12	Možnosti diagnostiky vřetene [1]	str. 31
Obr. 3.13	MORI-SAY 620AC [18]	str. 32
Obr. 3.14	Kovošvit MAS SP430 [11]	str. 32
Obr. 3.15	MORI-SEIKI NLX2500 [20]	str. 33
Obr. 4.1	Výkonová charakteristika motoru [24]	str. 37
Obr. 4.2	Zatížení vřetene	str. 38
Obr. 4.3	Graf funkce 4.10	str. 43
Obr. 4.4	Uspořádání ložisek konstruovaného vřetene [1]	str. 43
Obr. 4.5	Výpočet řemene [25]	str. 47
Obr. 4.6	Výpočet řemene [25]	str. 48

Seznam tabulek

Tab 2.1	Rozdělení soustruhů [7]	str. 15
Tab 3.1	Postup při výběru ložisek [1]	str. 24
Tab 3.2	Základní typy uložení vřetene [1]	str. 25
Tab 3.3	Způsoby mazání ložisek [1]	str. 27
Tab 4.1	Požadované parametry stroje	str. 34

Seznam použitých symbolů

E_{ocel}	Modul pružnosti	MPa
σ_k	Mez kluzu	MPa
d_{max}	Maximální obráběný průměr	mm
L_{max}	Maximální obráběná délka	mm
n_{min}	Minimální otáčky vřetene	min^{-1}
n_{max}	Maximální otáčky vřetene	min^{-1}
$F_{x\text{max}}$	Maximální síla v ose x	N
$F_{y\text{max}}$	Maximální síla v ose y	N
$F_{z\text{max}}$	Maximální síla v ose z	N
$F_{xy\text{max}}$	Maximální radiální síla	N
$n_{d\text{max}}$	Otáčky při obrábění na maximálním průměru	min^{-1}
f_{ot}	Posuv nože za jednu otáčku	mm
a_p	Hloubka třísky	mm
η	Účinnost řemenového převodu	-
k_c	Měrná řezná síla oceli 14100	MPa
v_c	Řezná rychlost	m/min
A_D	Průřez třísky	mm^2
P	Výkon motoru	kW
F_c	Řezná síla	N
M_k	Krouticí moment	Nm
i	Převodové číslo	-
l_l	Vzdálenost mezi ložisky	mm
a	Maximální vzdálenost místa obrábění od předních ložisek	mm
b	Vzdálenost řemenice od zadního ložiska	mm
F_f	Síla působící na vřeteno od řemene	N
F_A	Radiální síla v zadním ložisku	N
F_B	Radiální síla v předním ložisku	N
w_o	Průřezový modul v ohybu	mm^3
w_k	Průřezový modul v krutu	mm^3
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
k_k	Návrhový součinitel bezpečnosti	-
d_1	Vnitřní průměr vřetene	mm
D_1	Vnější průměr vřetene	mm
R_m	Mez kluzu	MPa
$\sigma_{co'}$	Mez únavy v ohybu za rotace	MPa
k_{kk}	Bezpečnost vůči mezi únavy	-

L_D	Požadovaná trvanlivost ložisek	h
a_f	Provozní součinitel	-
a_v	Výpočtový koeficient pro ložiska s čárovým stykem	-
a_k	Výpočtový koeficient pro ložiska s bodovým stykem	-
R_D	Spolehlivost ložisek	-
L_{10}	Základní výpočtová trvanlivost ložisek	ot.
x_D	Náhodná veličina bezrozměrné trvanlivosti	-
C_A	Základní dynamická únosnost zadního ložiska	N
X_A	Koeficient výpočtu ekvivalentního zatížení zadního ložiska	-
P_A	Ekvivalentní zatížení zadního ložiska	N
C_{rA}	Základní dynamická únosnost zadního ložiska	N
L_{DA}	Pracovní trvanlivost zadního ložiska	h
F_{rB}	Radiální síla působící na každé ložisko v přední části vřetene	N
C_B	Základní dynamická únosnost předního ložiska	N
P_B	Ekvivalentní zatížení předního ložiska	N
C_{rB}	Základní dynamická únosnost předního ložiska	N
L_{DB}	Pracovní trvanlivost předního ložiska	h

Seznam příloh

- Výkres sestavy vřetene
- CD s 3D modelem vřetene