



**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

## **KONSTRUKCE MALÉHO CNC SOUSTRUHU**

DESIGN OF SMALL CNC TURNING MACHINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**Bc. MILAN PODLOUCKÝ**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.**

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/12

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Podloucký Milan

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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 diplomové práce:

### **Konstrukce malého CNC soustruhu**

v anglickém jazyce:

### **Design of small CNC turning machine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti malých CNC soustruhů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stroje. Provede potřebné konstrukční výpočty a konstrukci stroje v 3D modelu.

Součástí diplomové práce budou výkresy sestav jednotlivých strojních uzlů.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti malých soustruhů.

Volba technických parametrů stroje.

Konstrukční výpočty.

Konstrukční návrh stroje v 3D modelu.

Výkres sestav strojních uzlů.

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

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 diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 7.12.2010

L.S.

---

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

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Cílem této diplomové práce je konstrukce malého CNC soustruhu ideálního převážně pro malé série menších obroků či pro učební potřeby. V první části práce je provedena obecná rešerše obsahující technologii soustružení, nástroje pro soustružení a rozdělení soustružnických strojů. Dále je zde rešerše malých soustruhů nacházejících se nejenom na našem trhu. Na základě rešerše jsou zvoleny technické parametry stroje a provedeny konstrukční výpočty. Součástí je také 3D model celé sestavy a výkresy sestav jednotlivých strojních uzlů.

## **Abstract**

The aim of this master thesis is construction a small CNC lathe ideal for small series of mostly minor workpieces or for learning needs. In the first part of the work is carried out general literature search containing turning technology, tools for turning and the allocation of turning machines. There is also retrieval of small lathes located not only in our market. Based on research are selected technical parameters of the machine and carried out construction calculations. Also included is a 3D model of the entire assembly and assembly drawings of machine nodes.

## **Klíčová slova**

Malý CNC soustruh, vřeteno, rám, vedení, pohony stroje

## **Key words**

Small CNC turning machine, spindle, frame, guides, machine drives

## **Bibliografická citace**

PODLOUCKÝ, M. *Konstrukce malého CNC soustruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 121 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky k mé práci.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma konstrukce malého CNC soustruhu vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a internetových stránek, uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 11.5.2012

.....  
Milan Podloucký



## Obsah

<b>1. Úvod</b>	10
<b>2. Princip a podstata soustružení</b>	11
<b>3. Nástroje pro soustružení</b>	13
<b>4. Rozdělení soustružnických strojů</b>	14
4.1. Hrotové soustruhy	15
4.2. Čelní soustruhy	16
4.3. Revolverové soustruhy	16
4.4. Svislé soustruhy	17
4.5. Poloautomatické soustruhy	18
4.6. Automatické soustruhy	19
4.7. Číslíkově řízené soustruhy (NC a CNC)	19
<b>5. Malé soustružnické stroje</b>	20
<b>6. Malé soustružnické stroje současné produkce</b>	22
6.1. CNC soustruhy od firmy BOW (OPTIMUM)	22
6.1.1. CNC soustruh Opti L28 CNC	22
6.2. CNC soustruhy od firmy NUMCO	24
6.2.1. CNC soustruh KC2	24
6.2.2. CNC soustruh KC6	26
6.2.3. CNC soustruh KC6A	26
6.3. CNC soustruhy od firmy ITAX (EMCO MAIER)	28
6.3.1. CNC soustruh CONCEPT TURN 55	28
6.3.2. CNC soustruh CONCEPT TURN 105	30
6.4. NC soustruhy od firmy PROMA (INAXES)	32
6.4.1. CNC soustruh EKS-250S	32
6.5. CNC soustruhy od firmy KNUTH	34
6.5.1. CNC soustruh PicoTurn CNC	34
6.6. CNC soustruhy od firmy MANIX	36
6.6.1. CNC soustruh NC-200	36
6.6.2. CNC soustruh NC-310	38
6.6.3. CNC soustruh NC-310/S	40
<b>7. Porovnání malých soustružnických strojů</b>	42
<b>8. Konstrukce malého CNC soustruhu</b>	48
8.1. Parametry pro návrh stroje	48
8.2. Návrh hlavního pohonu	49
8.2.1. Volba motoru	49
8.2.2. Regulace otáček pohonu	52
8.2.3. Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno	59
8.3. Konstrukce vřetena	62
8.3.1. Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky	63
8.3.2. Výpočet vřetena vzhledem k jeho meznímu stavu pružnosti	69
8.3.3. Výpočet trvanlivosti ložisek a ověření na bod odlehnutí	79
8.3.4. Mazání vřetenových ložisek	82



8.4.	Návrh posuvů .....	84
8.4.1.	<i>Kuličkový šroub příčného posuvu .....</i>	85
8.4.2.	<i>Kuličkový šroub podélného posuvu .....</i>	87
8.4.3.	<i>Motor a převodovka příčného posuvu .....</i>	88
8.4.4.	<i>Motor a převodovka podélného posuvu .....</i>	94
8.4.5.	<i>Vedení příčného posuvu .....</i>	96
8.4.6.	<i>Vedení podélného posuvu .....</i>	100
8.5.	Konstrukce koníku .....	105
8.6.	Návrh rámu .....	107
8.7.	Návrh krytování .....	109
8.7.1.	<i>Vnitřní krytování .....</i>	109
8.7.2.	<i>Vnější krytování .....</i>	110
8.8.	Návrh řídicího systému .....	112
8.9.	Výsledné parametry navrženého stroje .....	115
9.	<b>Závěr .....</b>	116
10.	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	117
11.	<b>Seznam příloh .....</b>	121

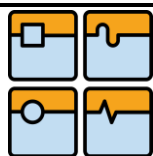
## 1. Úvod

Soustružení je v současné době jedno z nejpoužívanějších způsobů obrábění. Má velice starou historii a vývoj od konce druhé světové války šel mílovými kroky kupředu, a tak od konce 70. let 20. století máme možnost obrábět CNC soustruhy. V současnosti se i menší firmy například malé nástrojárny začínají odklánět od klasického konvenčního obrábění a přecházejí postupně na číslíkově řízené stroje. Největší vliv na to má jistě dnešní zjednodušené programování a snižující se ceny CNC strojů díky konkurenčnímu prostředí. Programy již dávno obsahují editory, které samy přepočítávají řezné podmínky a simulují pohyby řezných nástrojů. Nehledě na to, že na většině CNC strojích je možnost přímého interaktivního programování. Běžné soustruhy jsou alespoň dovybavovány jednoduchými přídatnými zařízeními na odměřování polohy.

Tato diplomová práce je zaměřená na řešení konstrukčního procesu malého CNC soustruhu ideálního pro malé série či učební potřeby (obr. 1.1). Skládá se ze dvou částí. První část se věnuje obecné rešerši soustruhů a druhá část konstrukci zmíněného malého CNC soustruhu. V rešerši najdeme jak technologii soustružení a nástroje pro soustružení, tak i seznámení s téměř veškerými druhy soustruhů, s kterými se můžeme na trhu setkat, s jejich základním rozdělením, vlastnostmi a popsáním jednotlivých částí stroje. Dále jsem se zaměřil na malé soustružnické stroje i na jejich současnou produkci včetně finálního porovnání parametrů. Druhá část této práce se zabývá konstrukcí CNC soustruhu, který může být použit, jak již bylo řečeno pro malé série nebo učební potřeby. Takový stroj najdeme především v malých nástrojárnách i na středních a vysokých školách. Samozřejmě stroj této kategorie nebude určen pro velmi náročné obráběcí operace. To by vyžadovalo podstatně vyšší výkony, tuhosti atd., z čehož by plynula vysoká pořizovací cena. Jednoduchá konstrukce využívající moderní prvky jako je například valivé vedení místo kluzného rybinového bude hlavním požadavkem a přínosem vůči konkurenci. Samozřejmostí bude plynulá regulace otáček, avšak bez použití zastaralého systému se stejnosměrným motorem. Tím je předpokládáno použití třífázového asynchronního motoru s frekvenčním měničem.



**Obr. 1.1** CNC soustruh Opti L28 CNC [35]

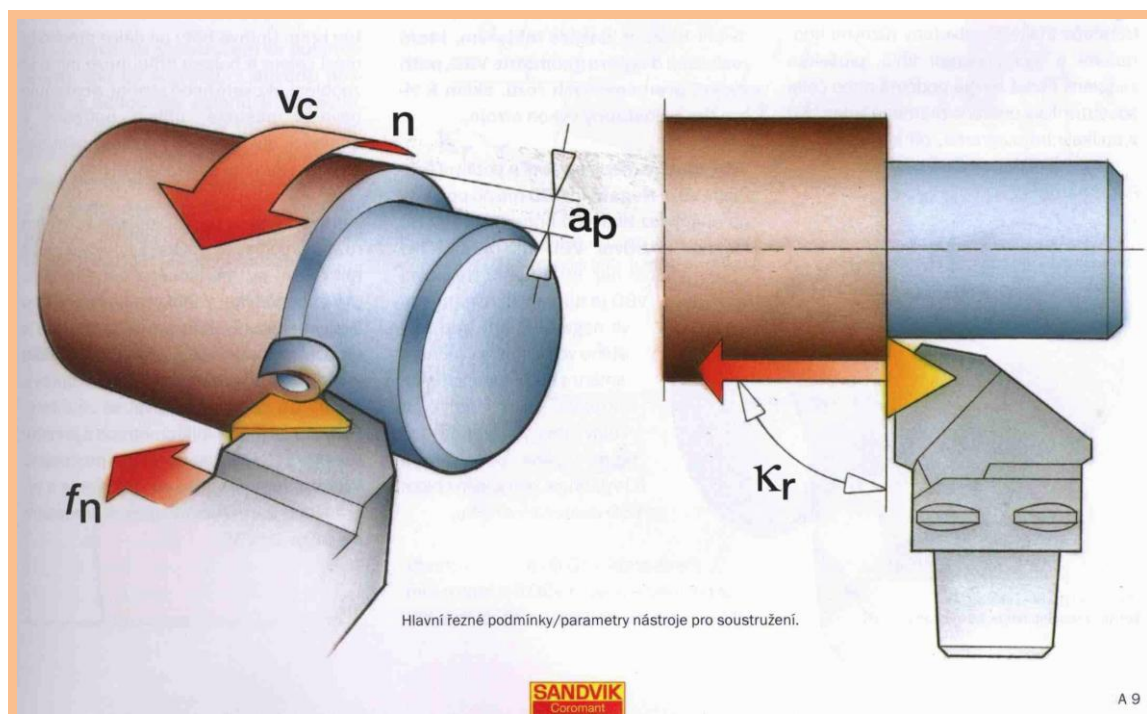


## 2. Princip a podstata soustružení

Soustružení je metoda třískového obrábění používaná pro zhotovení součástí většinou rotačních tvarů, při níž se obvykle používají jednobřité nástroje různého provedení. Je to tedy vytváření nového povrchu pomocí nástroje (nejčastěji soustružnického nože), při kterém dochází k odebrání třísky tak, aby vznikl přesně požadovaný tvar a rozměr (samozřejmě s určitou tolerancí). [5, 45]

Hlavní řezný pohyb je rotační a koná ho obrobek upnutý ve sklíčidle, který se otáčí kolem své osy (obr. 3.1). Právě spojení obrobku s rotující činnou částí stroje a přenesení krouticího momentu od hlavního pohonu je velice podstatný konstrukční problém. Přesnost obrábění závisí na přesnosti uložení činné části (vřetena, upínací desky) soustružnického stroje, její statické tuhosti, tvarové přesnosti a statické tuhosti jejího uložení. Z tohoto důvodu je kladen takový důraz na konstrukci a výpočet vřeten a upínacích desek. [2, 4]

Základní vedlejší pohyby jsou posuvy nástroje. Nástroj, musí být upevněn k jiné pohyblivé části stroje. Dále musí být vyměňován, nastavován a veden pohyblivou částí rovnoběžně, kolmo nebo různoběžně vzhledem k ose rotace obrobku. Při podélném posuvu je výsledná trajektorie šroubovice. Další možným posuvem je příčný. V tom případě je výsledkem Archimédova spirála. Proto byly vyvinuty suporty, saně, smykadla a je taková pozornost věnována konstrukci a propočtům jejich těles a vedení. [4, 5, 7, 45]



Obr. 3.1 Princip soustružení [10]

Soustružením je možno obrábět vnější i vnitřní válcové plochy, kuželové a jiné tvarové plochy (vyosením koníka, nastavením vedlejšího suportu, nebo kopírováním podle pravítka), zarovnávat čela, vytvářet vnitřní i vnější zápichy, upichovat a řezat závit. Při řezání závitu klasickým mechanickým způsobem je nutná velice přesná vazba mezi otáčením činné části unášející obrobek a mezi posuvem činné části unášející nástroj. Z tohoto důvodu je patřičná pozornost věnována kinematickým řetězcům posuvových systémů a konstrukci kinematických dvojic měnících rotační pohyb na posuvný. Soustružení dosahuje přesnosti IT 5,  $R_a = 0,2$ . Na soustruhu lze dále vrtat, vyhrubovat, vystružovat, řezat závit (závitníkem) a válečkovat. [4, 5, 7, 45]

Při řezném procesu vzniká odpad neboli tříska (obr. 3.2). Dále mezi nástrojem a obrobkem vzniká velké množství tepla, což je nežádoucí pro obráběnou součást i nástroj. Část tepla je odváděno nástrojem a obrobkem do různých částí stroje. Důležitá je tedy vhodná volba materiálu nástroje, chladicí kapaliny a samozřejmě i řezných podmínek. Pro správnou volbu velikosti pohonu stroje neboli pro případ, kdy potřebujeme vybrat stroj na požadované obrábění určitého obrobku skrz řezné podmínky, musíme znát řezný odpor působící při obrábění. [4, 7]



**Obr. 3.2** Vznik třísky [10]

Dnes soustružení představuje z několika hledisek nejjednodušší způsob obrábění a také nejvíce používanou metodu obrábění ve strojírenství (30-40% strojního obrábění). Soustružnické stroje tak představují největší podíl strojírenské obráběcí techniky a vykazují různý stupeň automatizace. [4, 5, 9]





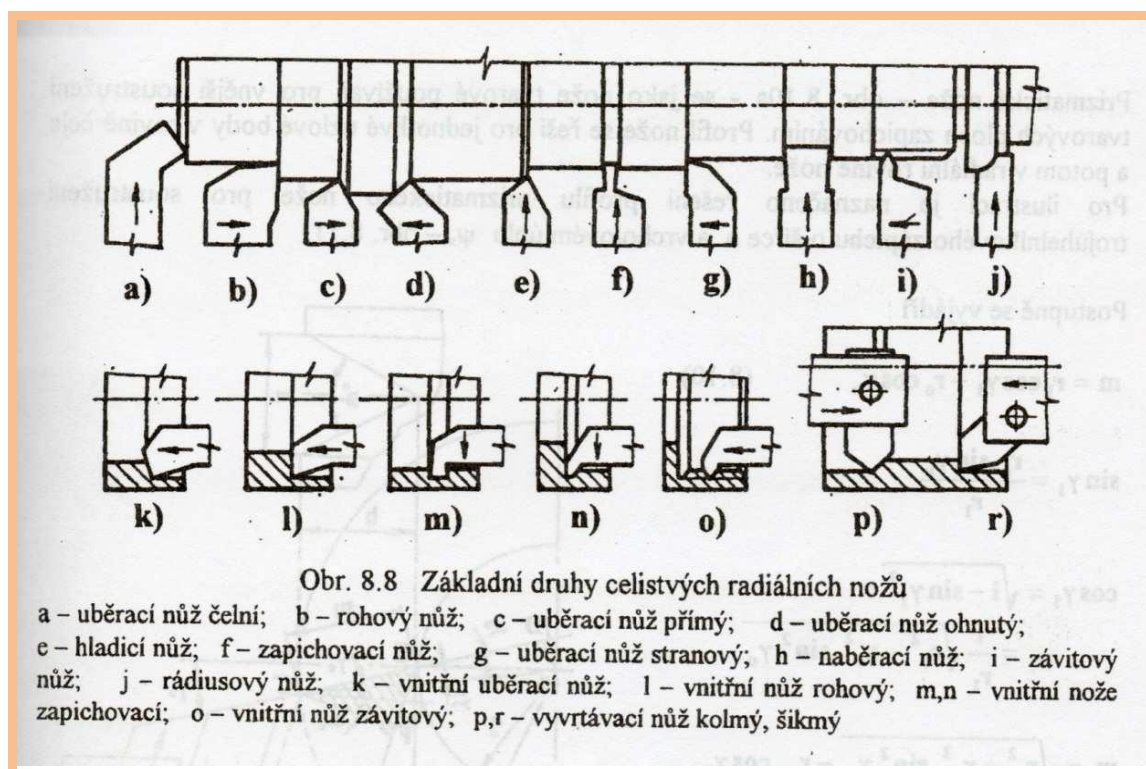
### 3. Nástroje pro soustružení

Soustružnické nože jsou nezbytnou součástí obráběcího procesu a velmi důležitým faktorem pro kvalitu řezu. V dnešní době je na trhu nepřeberné množství druhů lišící se tvarem a materiálem. Každý si tedy může vybrat tak, aby nůž vyhovoval přesně požadavkům kladeným na soustružení konkrétního obrobku. Nejčastěji používanými materiály jsou nástrojové a rychlořezné oceli, slinuté karbidy ale také cermety a keramika.

#### Rozdělení

Soustružnické nože můžeme dělit dle:

- materiálu: rychlořezná ocel, slinuté karbidy, slinuté korundy, kubický nitrid bóru, cermety, keramické materiály, diamant aj.
  - konstrukce: celistvé nože, s pájenou břitovou destičkou, s vyměnitelnou břitovou destičkou
  - druhu obráběcího stroje: soustružnické, revolverové, automatové
  - charakteru obrábění: hrubovací a hladicí
  - způsobu obrábění: ubírací, rohové, zapichovací, upichovací, vyvrtávací, závitové, kopírovací a tvarové
  - tvaru tělesa nože: přímé, ohnuté, prohnuté a osazené
  - polohy hlavního ostří: pravé, levé, souměrné
  - technologického hlediska: radiální, prizmatické, kotoučové a tangenciální
- [5, 7, 9]



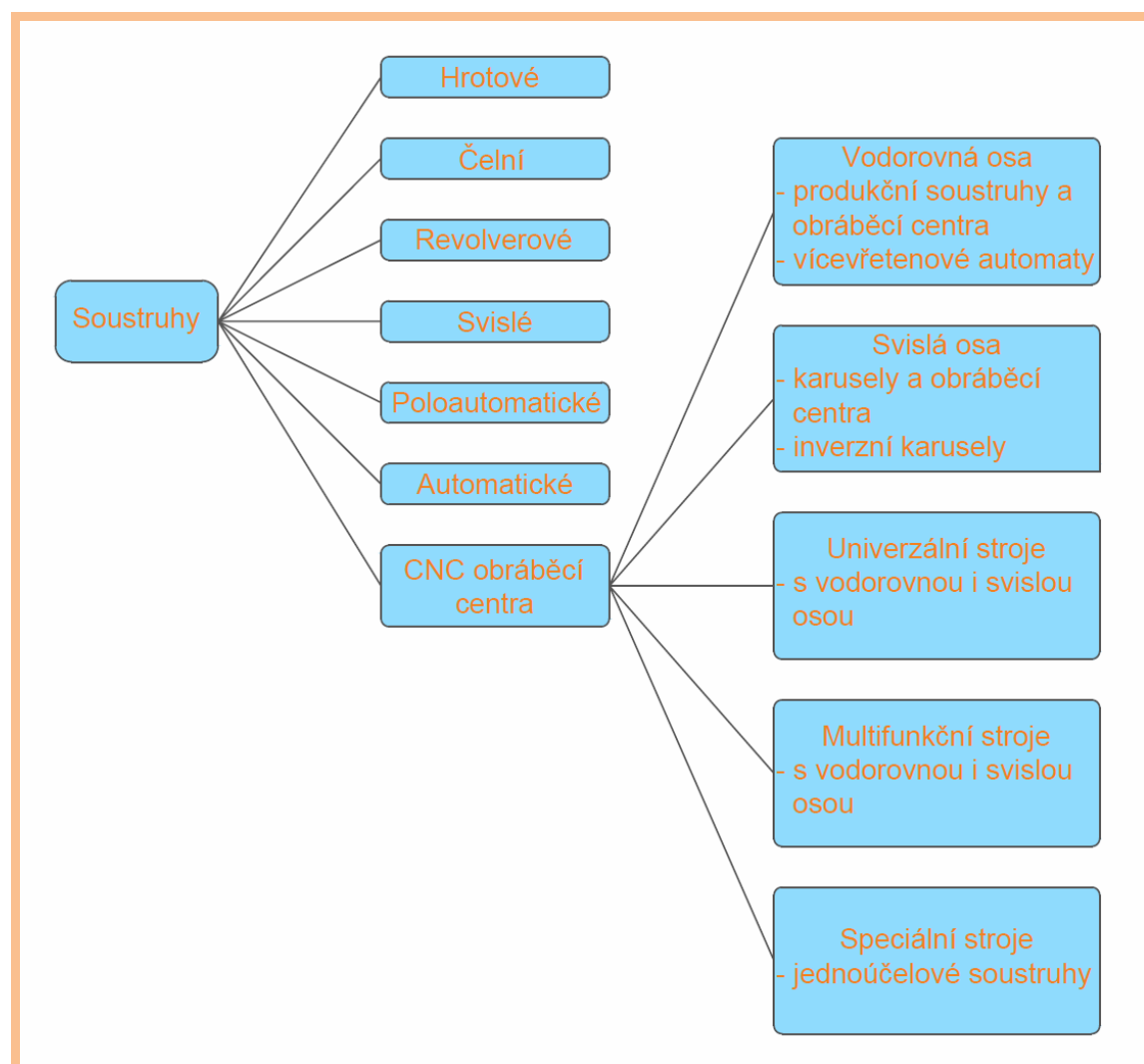
Obr. 8.8 Základní druhy celistvých radiálních nožů

a – ubírací nůž čelní; b – rohový nůž; c – ubírací nůž přímý; d – ubírací nůž ohnutý;  
e – hladicí nůž; f – zapichovací nůž; g – ubírací nůž stranový; h – naběrací nůž; i – závitový  
nůž; j – rádiusový nůž; k – vnitřní ubírací nůž; l – vnitřní nůž rohový; m,n – vnitřní nože  
zapichovací; o – vnitřní nůž závitový; p,r – vyvrtávací nůž kolmý, šikmý

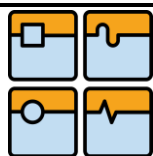
Obr. 3.1 Základní druhy celistvých radiálních nožů [5]

## 4. Rozdělení soustružnických strojů

Soustružnické stroje patří k nejrozšířenějším obráběcím strojům a jejich podíl vůči ostatním obráběcím strojům jako jsou například frézky, vyvrtávačky, brusky atd. je téměř třetinový. Vyrábějí se v různých velikostních variantách od hodinářských soustruhů nepřevyšující svou délkou půl metru až po několikametrové svislé karusely pro soustružení rotačních částí vodních turbín. Dle konstrukčního hlediska dělíme soustruhy na hrotové (univerzální hrotové), čelní, revolverové, svislé a speciální. Dle hlediska automatizace je rozdělujeme na ruční, poloautomatické a automatické a číslicově řízené. Do číslicově řízených spadají CNC obráběcí centra. CNC obráběcí centra mohou mít jak svislou tak vodorovnou osu rotace obrobku. Základní rozdělení soustružnických strojů je zobrazeno na obrázku 4.1. [4, 5, 7, 26, 45]



**Obr. 4.1** Základní rozdělení soustružnických strojů [4, 5, 7, 26]



#### 4.1. Hrotové soustruhy

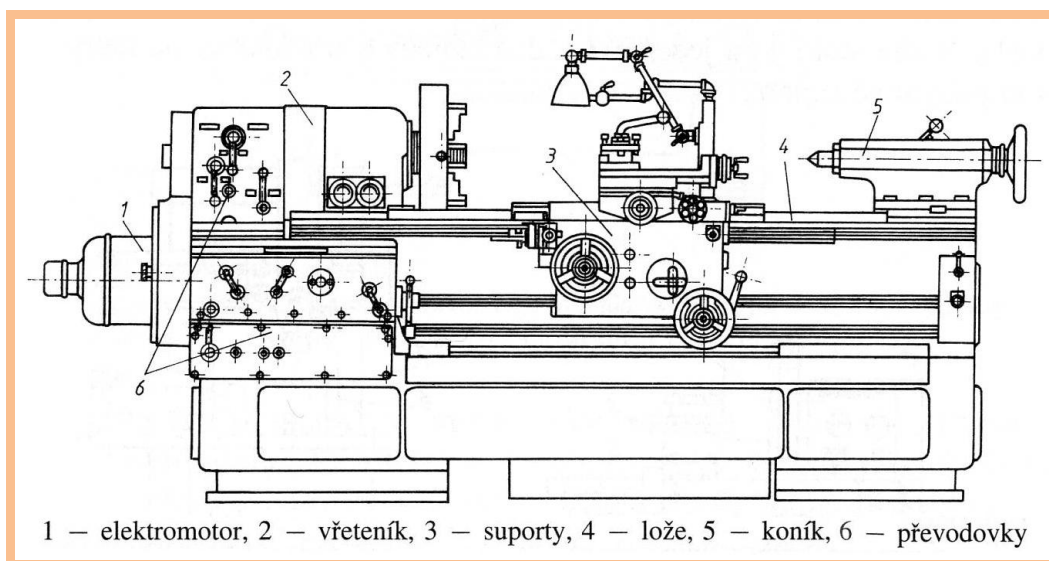
Hrotové soustruhy se používají především v kusové a malosériové výrobě, například pro soustružení hřídelových a přírubových součástí různých rozměrů a tvarů aniž by bylo nutné náročné seřizování stroje. Vyrábějí se jako soustruhy univerzální hrotové a jednoduché neboli produkční. Univerzální hrotové soustruhy mají vodicí šroub a můžeme na nich obrábět vnější a vnitřní rotační, kuželové a tvarové plochy, čelní rovinné plochy, zapichovat jak při podélném tak i čelním soustružení a řezat závity. Tyto soustruhy bývají často vybaveny zařízením pro plynulou změnu otáček vřeten. Mají obvykle velké příslušenství pro upínání obrobků i nástrojů a pomocí speciálního příslušenství na nich lze brousit, frézovat i superfinišovat. Schéma univerzálního hrotového soustruhu s popisem základních částí je zobrazeno na obrázku 4.2. Jednoduché hrotové soustruhy (produkční) nemají vodicí šroub. Proti univerzálním soustruhům jsou tyto soustruhy vybaveny elektromotorem s větším výkonem, jelikož jsou používány hlavně pro hrubovací operace. Z tohoto důvodu je jejich rozsah otáček a posuvů menší než u soustruhů univerzálních. Tím pádem se zvýší tuhost, která umožní zvýšit produktivitu práce. Produkční soustruhy mívají mechanizováno upínání součástí a ovládání koníku. [5, 7, 26]

Velikost hrotových soustruhů je posuzována podle oběžného průměru  $D_0$  nad ložem a největší vzdálenosti hrotů  $L_0$ .

Dle velikosti oběžného průměru obrobku je tedy dělíme na:

- a) Malé – do 250 mm
- b) Střední - do 900 mm
- c) Velké - nad 900

[7, 26]

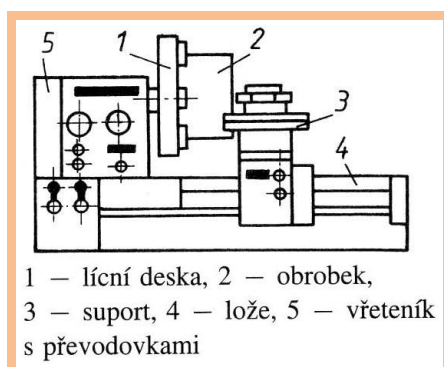


1 – elektromotor, 2 – vřeteník, 3 – suporty, 4 – lože, 5 – koník, 6 – převodovky

**Obr. 4.2** Univerzální hrotový soustruh [5]

## 4.2. Čelní soustruhy

Čelní soustruhy se obvykle používají v kusové výrobě pro soustružení rozměrných obrobků, které mají průměr větší než délku, neboli na obrobení deskovitých či přírubových součástí velmi velkého průměru. Zpravidla nejsou vybaveny koníkem a mají jeden nebo dva podélné suporty. Lože soustruhu tvoří se suportem samostatnou jednotku. Nevýhodou čelních soustruhů je pracné a zdlouhavé upínání obrobku na lícní desku. Toto upínání je náročné na vyvážení obrobku a proto vyžaduje velkou součinnost soustružníka s jeřábníkem. V poslední době jsou nahrazovány svislými soustruhy s vodorovnou upínací deskou. Schéma čelního soustruhu je znázorněno na obr. 4.3. [5, 7, 26]



Obr. 4.3 Schéma čelního soustruhu [5]

## 4.3. Revolverové soustruhy

Revolverové soustruhy jsou určeny převážně pro výrobu rotačních součástí v malých a středních sériích, vyžadujících k obrobení součásti soustružení větším počtem nástrojů na jedno upnutí. Obrobky se postupně obrábějí více nástroji v revolverové hlavě a nástroji, upnutými na suportu. Předností revolverových soustruhů proti hrotovým soustruhům je rychlé a přesné nastavení nástroje vzhledem k upnutému obrobku. Další výhodou je možnost obrábění několika nástroji současně i při současné práci revolverové hlavy a příčných suportů. Na revolverových soustruzích můžeme soustružit jak podélně tak i příčně, v ose obrobku vrtat, vyvrtávat, vystružovat a řezat závit. Při řezání závitu je nůž veden výměnnou vodící patronou, jejíž otáčky jsou odvozeny odpovídajícím převodem od vřetena. Vodící patrona posouvá čelist spojenou s držákem nože. Nůž je upevněn na výkyvné páce a čelist se uvádí do záběru ručně. Výchozím polotovarem může být tyčový materiál upínaný do kleštín, výkovky, vylisky a odlitky upínané do sklíčidel. Pracovní cyklus nástrojů je řízen obsluhou stroje, nebo je automatizován. Řazení otáček a posuvů bývá u některých strojů ovládáno předvolbou nebo řízeno programem, jelikož revolverové soustruhy jsou velmi často vybavovány číslicovým řízením. Dle polohy osy otáčení revolverové hlavy dělíme revolverové soustruhy na soustruhy s vodorovnou a svislou osou otáčení (obr. 4.4) Soustruhy s vodorovnou osou mají velký počet nástrojových míst, avšak jsou nevhodné pro obrábění součástí větších průměrů. U revolverových soustruhů se svislou osou rotace, bývá revolverová hlava nejčastěji šestiboká, tedy mohou použít 6 nástrojů.



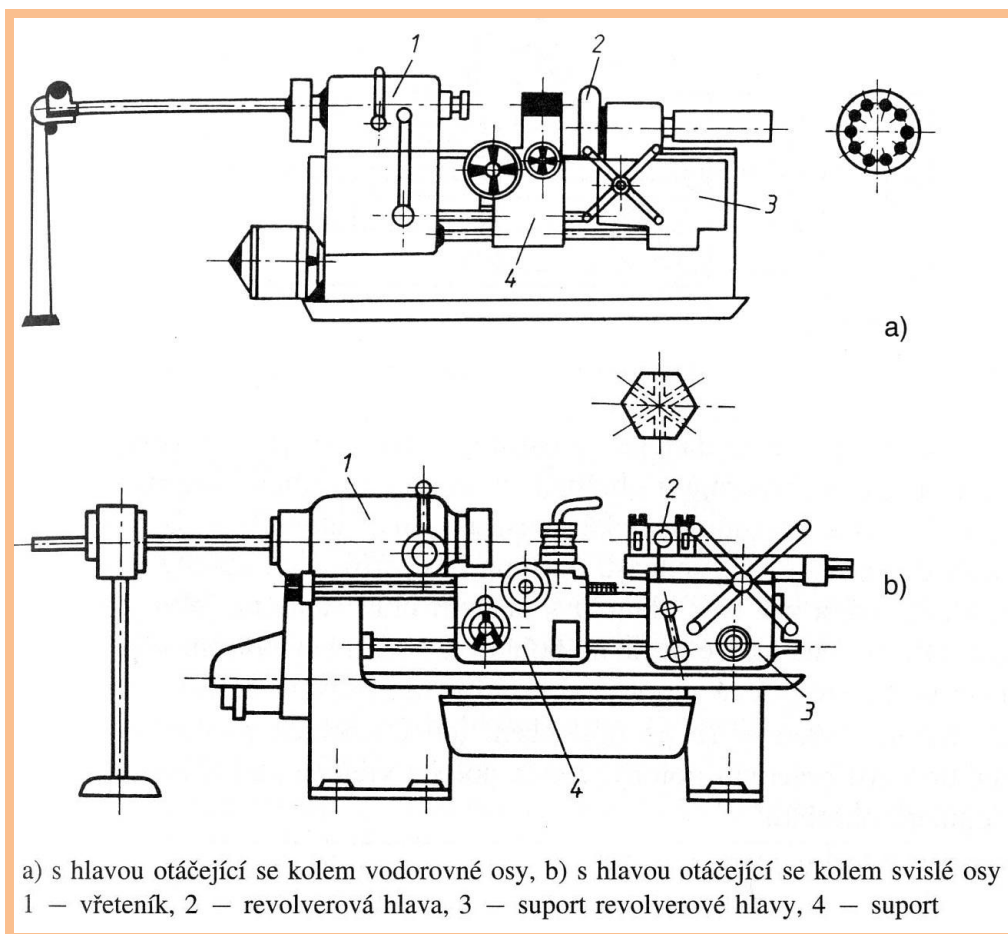


Jejich největší nevýhodou je tedy malý počet nástrojů. Dalšími nevýhodami jsou malá tuhost hlavy a velké vyložení (délka) nástrojových držáků. [5, 7, 26]

Velikost revolverového soustruhu se určuje dle největšího průměru tyče materiálu, která projde vřetenem. A to na:

- a) Malé - průměr tyče do 25 mm
- b) Střední - průměr tyče do 63 mm
- c) Velké - průměr tyče do 315 mm

[5, 7, 26]

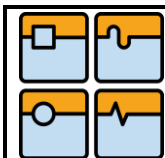


a) s hlavou otáčející se kolem vodorovné osy, b) s hlavou otáčející se kolem svislé osy  
1 – vřeteník, 2 – revolverová hlava, 3 – suport revolverové hlavy, 4 – suport

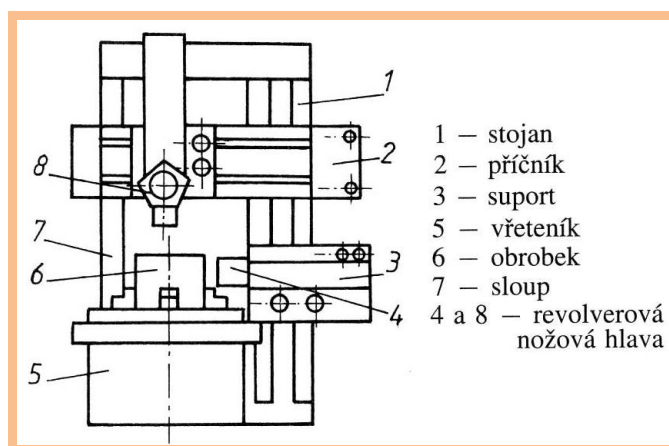
**Obr. 4.4** Revolverový soustruh [5]

#### 4.4. Svislé soustruhy

Svislé soustruhy neboli karusely se používají v kusové, malosériové a některé typy i v sériové výrobě pro soustružení rozměrných a těžkých součástí, které mají průměr větší než délku. Obrobek je upnutý na lícni upínací desce se svislou osou otáčení. Na těchto strojích se dají obrábět vnější a vnitřní válcové, kuželové (natočené suporty) a tvarové plochy (pokud je vybaven kopírovacím zařízením) a řezat závity. Jako zvláštní příslušenství mohou být dovybaveny naklápěcím brousicím vřeteníkem pro broušení vnějších i vnitřních povrchů. Také mohou být vybaveny indikací polohy a číslicovým řízením. Hlavními částmi svislých soustruhů je otočný stůl, stojany a příčníky se suporty. Otočný stůl je uložen u menších a středně velkých strojů na valivém vedení a u velkých stolů



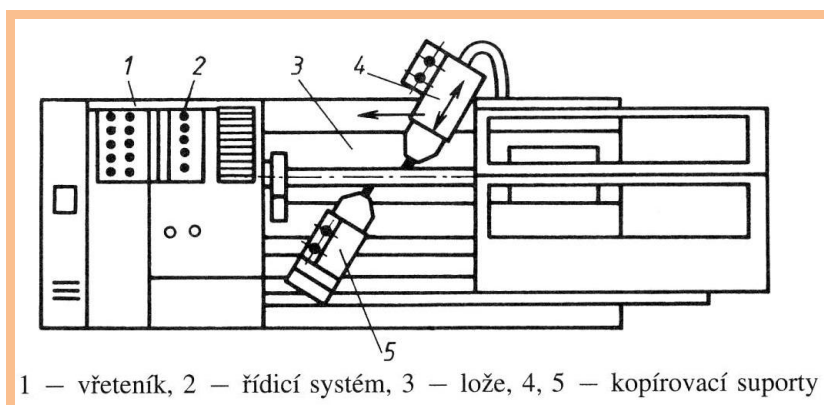
na prizmatickém vedení. Svislé soustruhy se vyrábějí ve dvou variantách a to jako jednostojanové (malé, většinou do oběžného průměru stolu 1200 mm) a dvoustojanové (velké, až do oběžného průměru stolu 20000 mm). Jednostojanové soustruhy se skládají z příčnicku pohybujícím se po stojanu, suportu s většinou pětibokou revolverovou hlavou a druhého suportu přímo na stojanu. Dvoustojanové svislé soustruhy obsahují příčník pohybující se po dvou stojanech, na příčníku jsou obvykle dva suporty a další suport nalezneme na jednom nebo obou stojanech. Výhodou je, že upínání a ustavování obrobku je méně namáhavé a pracné než na čelních soustruzích a tak ztrátové časy jsou menší. [5, 7, 26]



Obr. 4.5 Schéma svislého soustruhu [5]

#### 4.5. Poloautomatické soustruhy

Poloautomatické soustruhy (obr. 4.6) jsou zdokonalené předešlé stroje a jsou tedy odvozeny od soustruhů hrotových, revolverových, čelních i svislých. Jejich pracovní cyklus je automatizován a obsluha stroje pouze vyměňuje obrobky v upínací. Po výměně obrobku spustí stroj a tím i automatický pracovní cyklus. Automatizace je zde provedena pomocí čelních nebo obvodových váček, kopírovacích systémů nebo nárazkových a programovatelných řídicích systémů. Obzvláště pružné automatizace je dosahováno použitím číslicového řízení. Poloautomatické soustruhy mohou být vodorovné nebo svislé a jedno či vícevřetenové. [5, 7]



Obr. 4.6 Schéma hrotového poloautomatického kopírovacího soustruhu [5]

#### 4.6. Automatické soustruhy

Automatické soustruhy se používají ve velkosériové a hromadné výrobě, kde je výchozím polotovarem převážně tyč a její obrábění včetně podávání je na rozdíl od poloautomatických soustruhů zcela automatizováno. Automatizace vkládání a vyjímání polotovarů (přířezů, výkovků, odlitků) se musí zajistit přidavným zařízením. I tyto stroje jsou jedno nebo vícevřetenové. Dle použitého systému automatizace se dělí na křivkové a bezkřivkové. U křivkového systému jsou veškeré funkce (posuvy revolverové hlavy, dvou až tří příčných suportů, změna otáček, podávání polotovaru) ovládány pevnými nebo výměnnými vačkami, které jsou uspořádány na hlavním podélném vačkovém hřídeli. Změna vyráběných součástí je pak možná pouze při výměně vaček, což je drahé a časově náročné. U bezkřivkového systému je automatický cyklus řízen nárazkami umístěnými na povrchu otáčejícího bubnu. [7]

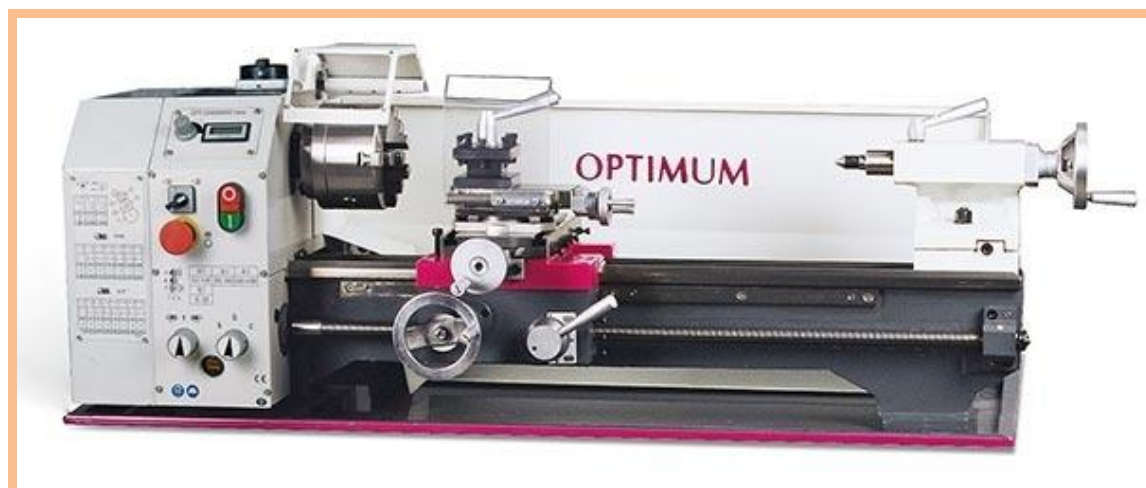
#### 4.7. Číslicově řízené soustruhy (NC a CNC)

Číslicově řízené soustruhy se uplatňují hlavně v kusové, malosériové až středně sériové výrobě. Jsou odvozeny od hrotových, revolverových a svislých konvenčních soustruhů. Pracují buď v poloautomatickém nebo automatickém cyklu a umožňují velmi rychlý přechod na výrobu jiného typu obrobku. Dle úrovně vývoje dělíme číslicové stroje na generace, kde 1. generace je nejstarší a vznikla už v padesátých letech. Dnes jsme se dostali až k 6. generaci. Dříve používané NC (Numeric Control) stroje řízené pomocí papírové děrné pásky, magnetického pásku nebo vnitřní paměti stroje jsou dnes již nahrazeny dokonalejšími stroji označovanými jako CNC (Computer Numeric Control). Řídicím systémem je zde počítač, který ovládá jednotlivé funkce stroje. Číslicově řízené stroje jsou programovány pomocí řady příkazů, které obsahují informace o požadované poloze, rychlosti, posuvu a dalším chování stroje dle požadavků technologie. Dnes se u těchto strojů využívá takzvané adaptivního řízení obráběcího procesu. To zabezpečuje automatickou volbu optimálních rezných podmínek v každém okamžiku obrábění. Hlavními konstrukčními znaky těchto strojů je jejich vysoká tuhost a přesnost provedení s minimálním oteplováním jednotlivých uzlů stroje. Z důvodu hospodárného rezného režimu se jak pro pohon vřeten, tak i pro pohon posuvů využívají takzvané střídavé servopohony. AC servopohony jsou pohony s velkým regulačním rozsahem. Dalším charakteristickým znakem je zásobník nástrojů, který se využívá pro automatickou výměnu nástrojů. Někdy bývají číslicově řízené stroje vybaveny i automatickou výměnou obrobků. V dnešní době se také hojně setkáme se stroji, které obsahují více než tři osy umožňující obrobení obrobku na jedno upnutí, což je důležité pro přesnost výrobku. Jde obvykle o naklápěcí stoly či naklápěcí vřeten. [4, 6, 7, 26]

## 5. Malé soustružnické stroje

Jak již bylo zmíněno v kapitole Rozdělení soustružnických strojů, tak soustruhy se vyrábějí v různých velikostních variantách od hodinářských soustruhů nepřevyšující svou délkou půl metru až po několikametrové svislé karusely pro soustružení rotačních částí vodních turbín. Rozdělujeme je dle konstrukčního hlediska a dle automatizace tj. způsobu řízení. Avšak žádné z těchto rozdělení nezahrnuje velikost strojů a ani se s takovým rozdělením u žádného výrobce ať už soustružnických či jiných obráběcích strojů nesetkáme. Proto si pro požadavky této práce zavedu své vlastní rozdělení právě dle velikosti strojů. Malé obráběcí stroje charakterizují jako stroje pro obrábění součástí malých rozměrů a hmotností, kdy rozměry těchto strojů budou malé, ne však přesně vymezené. S tím souvisí, že budou dosahovat menších výkonů, omezených rychlostí a malých posuvů. Dále budou mít logicky nižší tuhost a hmotnost. Je tedy zřejmé, že tyto stroje se budou vyrábět převážně pro obrábění dřeva, plastů či lehkých kovů. Hlavní výhodou malých strojů jsou nejen malé rozměry a malá hmotnost, ale také nízká cena. Právě z těchto důvodů, obecně malé obráběcí stroje nachází uplatnění nejen v malých domácích dílnách a nástrojárnách ale i na středních, vyšších či vysokých odborných školách pro učební potřeby. [7]

Pro potřeby této práce jsem si před volbou parametrů soustruhu zavedl jako prozatímní hrubé upřesnění termínu malý obráběcí stroj to, že malé stroje jsou stroje vážící do 1 tuny. Tak jsem velmi omezil rozsah vyhledávaných strojů před jejich porovnáním a následnou volbou požadovaných parametrů. V tomto případě se malé soustružnické stroje v dnešní době vyrábí hlavně s vodorovným ložem. Se šikmým ložem se většinou jedná už o větší a těžší stroje. Avšak na trhu můžeme nalézt i výjimky. Jsou to malé soustružnické stroje od firmy ITAX (EMCO MAIER), které jsou právě vyráběny striktně se šikmým ložem. Malé soustružnické stroje následně můžeme dělit dle způsobu řízení. Mohou být jak konvenční (obr. 5.1) tzn. řízené pomocí ručních klik a pák, či CNC (Computer Numeric Control) tzn. řízené počítačem (obr. 5.2).



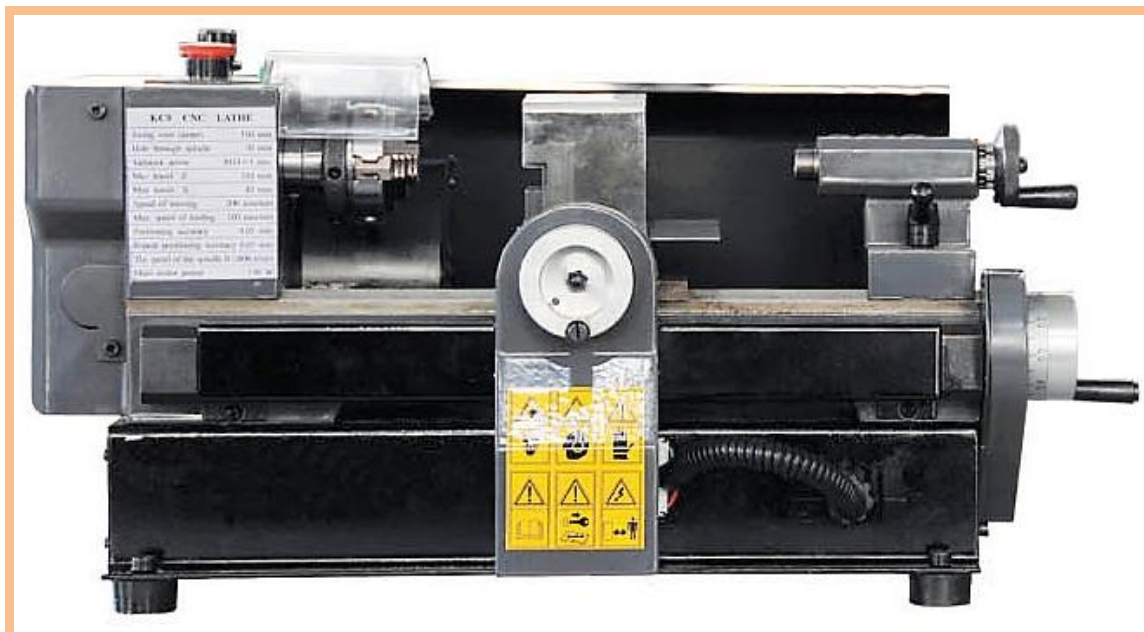
**Obr. 5.1** Konvenční stolní soustruh Opti D 240 x 500 G DC Vario (230 V) [39]





**Obr. 5.2** CNC soustruh KC6A [34]

Najdou se i některé výjimky, hlavně pro presentační účely, které umožňují jak konvenční tak i CNC řízení. Příkladem tohoto stroje je například CNC soustruh KC0 (obr. 5.3). Jedná se o nejmenší CNC soustruh v nabídce firmy Numco. Na stroji je možné pracovat v ručním režimu za pomoci kol posuvů nebo provádět automatické cykly pomocí řídicího programu MACH 3. Zadáním této práce je zkonstruovat malý CNC soustruh a proto se budu v dalších částech práce věnovat hlavně číslicově řízeným soustruhům. [34]



**Obr. 5.3** CNC soustruh KC0 [34]

## 6. Malé soustružnické stroje současné produkce

### 6.1. CNC soustruhy od firmy BOW (OPTIMUM)

Společnost První hanácká BOW s.r.o. sídlící v Olomouci se již od roku 1992 zabývá výrobou a prodejem obráběcích a tvářecích strojů. V současné době dodává své výrobky jak do České republiky, tak i do zemí západní i východní Evropy. Nabízí jak konvenční tak i CNC soustružnické stroje. V oblasti konvenčních soustružnických strojů u ní nalezneme jak malé stolní soustruhy, tak i klasické soustruhy a dokonce speciální soustruhy na dřevo. V oblasti CNC soustruhů je nabídka menší a můžeme se zde setkat pouze se dvěma typy a to s Opti L28 CNC a Opti L33 CNC. Oba dva CNC soustruhy pochází od německé společnosti Optimum Maschinen Germany GmbH, která vyrábí a prodává kovoobráběcí stroje všech druhů do celého světa. Jejich stroje se vyznačují vynikající výbavou, přesvědčivým výkonem a nízkou cenou. První hanácká BOW se stala jejich oficiálním prodejcem a dodavatelem v České republice. [35, 39]

#### 6.1.1. CNC soustruh Opti L28 CNC

Tento stroj je na rozdíl od druhého typu Opti L33 CNC, překračující náš předběžný požadavek váhy do 1 tuny, typickým představitelem malých soustruhů. Což nám nejenom váha (420kg) jasně dokazuje. Soustruh Opti L28 CNC (obr. 6.1) je na našem trhu značně rozšířen a tak jej nalezneme mimo firmy První hanácká BOW také v různých internetových obchodech a maloobchodech se strojním nářadím. Příkladem může být internetový obchod s nářadím Doležalová s.r.o. či kamenné prodejny Železářství Petr Soukup. [35, 39]



**Obr. 6.1** CNC soustruh Opti L28 CNC [35]

**Tab. 6.1** Parametry stroje Opti L28 CNC [35, 39]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	
Max. točný průměr nad ložem	266 mm
Max. točná délka	700 mm
Rozsah posuvu - osa X	180 mm
Rozsah posuvu - osa Z	465 mm
Šířka lože	
Otáčky	30 – 4000 ot./min
Průchod vřetene	26 mm
Kužel vřetene	MK4
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	85 mm
Kužel pinoly	MK2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	12 × 12 mm
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	0,001 mm
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	3000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2500 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	40 W
Nádrž na chladicí kapalinu	12 l
Příkon	1500 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1985 × 750 × 1520 mm
Hmotnost	420 kg
Řídicí systém	SIEMENS 802C

## 6.2. CNC soustruhy od firmy NUMCO

Firma NUMCO je mladá, dynamická a rychle se rozvíjející firma, která je divizí společnosti První hanácká BOW s.r.o. Tato divize se zabývá pouze prodejem CNC obráběcích strojů a příslušenství k nim. Firma stroje nevyrábí, ale nakupuje je ze zahraničí. Pak je upraví a dále prodává. U všech prodaných strojů provádí instalaci, jejich zprovoznění, zaškolení obsluhy, údržby a programování. Od svého založení dodala stroje do škol, menších i větších dílen nebo do výrobních podniků, jak v České republice, na Slovensku, tak i po celé střední Evropě. V oblasti běžných soustruhů nabízí stroje od firmy CY a v oblasti malých soustruhů stroje od firmy SIEG. Obě tyto firmy jsou čínské, přesto jejich stroje splňují nejvyšší úroveň kvality, preciznosti, jakost ISO 9001 a ISO 14 001, nabízí vynikající cenovou i výkonnostní úroveň a jsou dodávány v bohaté základní výbavě. Společnost Shanghai SIEG Machinery Co. vznikla v roce 1988 a zabývá se výrobou malých soustruhů, stolních frézek a vrtačko-frézek. Ať už se jedná o konvenční nebo CNC provedení. Jejich CNC stroje používají systémy MACH3, SIEMENS a jejich vlastní SIEG. NUMCO ve svých strojích dodává hlavně systémy MACH3 a SIEMENS, ale je možné si zvolit jako volitelné vybavení u vybraných strojů i řídicí systém SIEG. [34, 42]

### 6.2.1. CNC soustruh KC2



**Obr. 6.2** CNC soustruh KC2 [34]



**Tab. 6.2** Parametry stroje KC2 [34, 42]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	120 mm
Max. točný průměr nad ložem	190 mm
Max. točná délka	380 mm
Rozsah posuvu - osa X	150 mm
Rozsah posuvu - osa Z	250 mm
Šířka lože	100 mm
Otáčky	100 – 3000 ot./min
Průchod vřetene	20 mm
Kužel vřetene	MK2
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	50 mm
Kužel pinoly	MK2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	0,01 mm
Pracovní posuv - osa X	500 mm/min
Pracovní posuv - osa Z	500 mm/min
Rychloposuv - osa X	2000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	500 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1200 × 960 × 770 mm
Hmotnost	180 kg
Řídicí systém	MACH 3 / SIEG

### 6.2.2. CNC soustruh KC6

CNC soustruh KC6 je stejný soustruh jako následující model KC6A avšak bez autonomního řídicího systému SIEMENS 802S. Soustruh KC6 si tak musí vystačit s řízením pouze pomocí připojeného počítače se systémem MACH 3. Na rozdíl od následujícího typu má tedy menší celkovou hmotnost (305 kg) a menší celkové rozměry (1300 × 610 × 1410 mm). Ostatní parametry jsou logicky stejné. Proto tabulku parametrů uvedu právě až u následujícího stroje. [34, 42]

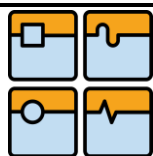


Obr. 6.3 CNC soustruh KC6 [34]

### 6.2.3. CNC soustruh KC6A



Obr. 6.4 CNC soustruh KC6A [34]



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tab. 6.3 Parametry stroje KC6A [34, 42]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	110 mm
Max. točný průměr nad ložem	250 mm
Max. točná délka	450 mm
Rozsah posuvu - osa X	110 mm
Rozsah posuvu - osa Z	300 mm
Šířka lože	135 mm
Otáčky	100 – 1750 ot./min
Průchod vřetene	20 mm
Kužel vřetene	MK3
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	50 mm
Kužel pinoly	MK2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	12 × 12 mm
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	0,001 mm
Opakovatelná přesnost	0,01 mm
Pracovní posuv - osa X	250 mm/min
Pracovní posuv - osa Z	500 mm/min
Rychloposuv - osa X	1000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	4 Nm
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1540 × 920 × 1630 mm
Hmotnost	450 kg
Řídicí systém	SIEMENS 802S

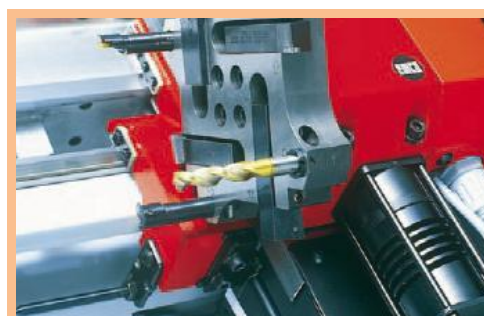
### 6.3. CNC soustruhy od firmy ITAX (EMCO MAIER)

Firma ITAX PRECISION, spol. s r.o. vznikla v roce 1996 a její obchodní oddělení nalezneme v Praze 9. Zabývá se prodejem a servisem konvenčních i CNC strojů. V roce 2008 otevřela nové technické středisko ve Stolanech u Chrudimi, kde mají předváděcí i výrobní stroje, školicí středisko a sklad dílu a nářadí. Tato společnost je výhradním zástupcem firem HURCO Inc. U.S.A., EMCO MAIER GesmbH Rakousko a WEISS MACHINERY Holandsko. Dále spolupracuje s firmami MAUS SpA Itálie, CONSTRUCCIONES MECÁNICAS MUPEM SA Španělsko a ALFATECH Stolany s.r.o. Firma ITAX k dodávaným strojům zajišťuje kompletní technický servis (záruční i pozáruční) včetně vybavení strojů technologií, nářadím a automatizací. Dále zajišťuje instalaci, zaškolování obsluhy, údržby a programátorů a dodávky náhradních dílu. Rakouská firma EMCO MAIER GesmbH vyrábí školní stroje (CNC soustruhy a CNC frézky), což jsou stroje pro výuku technologie obrábění a programování CNC strojů se simulací různých řídicích systémů. Můžeme je tedy provozovat se systémy SINUMERIK, HEIDENHAIN, FANUC a dalšími. [17, 24]

#### 6.3.1. CNC soustruh CONCEPT TURN 55



Obr. 6.5 CNC soustruh CONCEPT TURN 55 [17]

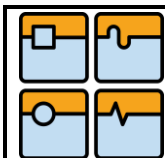


Obr. 6.6 a 6.7 Revolverová hlava CNC soustruhu CONCEPT TURN 55 [17]

**Tab. 6.4** Parametry stroje CONCEPT TURN 55 [17, 24]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	
Max. točný průměr nad ložem	130 mm
Max. točná délka	335 mm
Rozsah posuvu - osa X	48 mm
Rozsah posuvu - osa Z	236 mm
Šířka lože	
Otáčky	120 - 4000 ot/min
Průchod vřetene	16 mm
Kužel vřetene	
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	35 mm
Kužel pinoly	
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	8
Rozměry upínaného nástroje	12 x 12 mm
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	2000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	750 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	840 × 695 × 400 mm
Hmotnost	85 kg
Řídicí systém	SINUMERIK 810/840D*

\* Na stroji je možné použít více řídicích systémů jednoduchou výměnou panelů řízení a přepnutím software. Dodávané systémy: SINUMERIK 810/840D, FANUC 21, SINUMERIK 810T, SINUMERIK 820T a EMCOTRONIC M02.



### 6.3.2. CNC soustruh CONCEPT TURN 105



**Obr. 6.8** CNC soustruh CONCEPT TURN 105 [17]



**Obr. 6.9** Revolverová hlava CNC soustruhu CONCEPT TURN 105 [17]

**Tab. 6.5** Parametry stroje CONCEPT TURN 105 [17, 24]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	
Max. točný průměr nad ložem	180 mm
Max. točná délka	236 mm
Rozsah posuvu - osa X	55 mm
Rozsah posuvu - osa Z	172 mm
Šířka lože	
Otáčky	150 - 4000 ot/min
Průchod vřetene	16 mm
Kužel vřetene	
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Automatické
Posuv pinoly	120 mm
Kužel pinoly	
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	8
Rozměry upínaného nástroje	12 x 12 mm
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	5000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	5000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	35 l
Příkon	1900 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1135 × 1100 × 1030mm
Hmotnost	350 kg
Řídicí systém	SINUMERIK 810/840D*

\* Na stroji je možné použít více řídicích systémů jednoduchou výměnou panelů řízení a přepnutím software.  
Dodávané systémy: SINUMERIK 810/840D, FANUC 21, SINUMERIK 810T, SINUMERIK 820T a EMCOTRONIC M02.



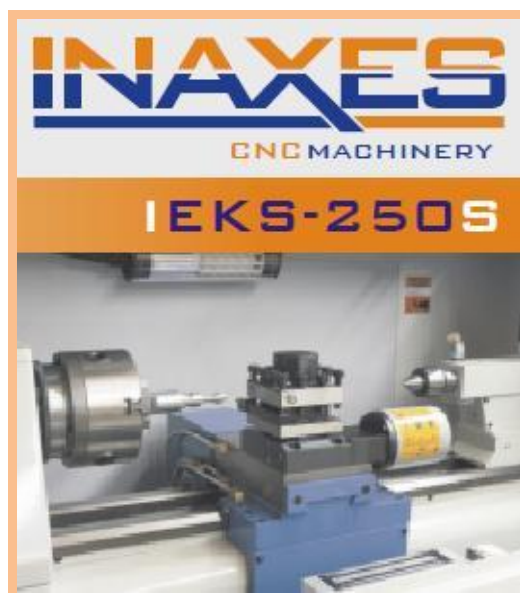
#### 6.4. NC soustruhy od firmy PROMA (INAXES)

V Sezemicích u Pardubic nalezneme společnost PROMA CZ s.r.o., která vznikla v roce 1992. Ze začátku své existence byla pouze prodejcem nástrojů a elektronářadí. Až v roce 1996 se stala dodavatelem obráběcích strojů nejenom v České a Slovenské republice ale i v zemích východní Evropy. Jejich obráběcí stroje vznikají ve spolupráci se zahraničními firmami. V oblasti konvenčních soustruhů nalezneme v nabídce jak univerzální soustruhy, soustruhy na dřevo tak i kombinované soustruhy osazené frézovacím zařízením, díky kterému lze podstatně rozšířit funkčnost stroje. Firma PROMA CZ pro oblast prodeje a vývoje CNC strojů založila v roce 2006 divizi pod názvem INAXES. V roce 2010 z této divize vznikla víceméně samostatná společnost CNC - INAXES s.r.o. Stroje této firmy jsou vyráběny na Taiwanu a využívají komponenty pocházející z Německa, Itálie a Japonska. Tím má být dosaženo vynikajícího poměru mezi výkonem a pořizovací cenou při zachování vysoké kvality a nadstandardní výbavy včetně požadavků na moderní systémy obsluhy. S tím samozřejmě souvisí používání řídicích systémů renomovaných značek jako je například MITSUBISHI, FAGOR, FANUC, SIEMENS a HEIDENHAIN. Hlavním výrobním programem společnosti jsou obráběcí centra, soustruhy a vertikální frézky běžných rozměrů. Výjimku tvoří řada E-zone, která patří do kategorie malých výukových strojů. Snad prozatím se skládá pouze ze dvou strojů a to z malého soustruhu EKS-250S a malé frézky EKC-250S. [37, 38]

##### 6.4.1. CNC soustruh EKS-250S



Obr. 6.10. CNC soustruh EKS-250S [38]



Obr. 6.11 Vnitřek CNC soustruhu EKS-250S [38]



**Tab. 6.6** Parametry stroje EKS-250S [38]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	135 mm
Max. točný průměr nad ložem	250 mm
Max. točná délka	550 mm
Rozsah posuvu - osa X	75 mm
Rozsah posuvu - osa Z	390 mm
Šířka lože	135 mm
Otáčky	150 - 1750 ot/min
Průchod vřetene	
Kužel vřetene	MT3
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	50 mm
Kužel pinoly	MT2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	0,01 mm
Pracovní posuv - osa X	250 mm/min
Pracovní posuv - osa Z	500 mm/min
Rychloposuv - osa X	1000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	4 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	5 Nm
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1200 × 530 × 1300 mm
Hmotnost	560 kg
Řídicí systém	Inaxes Control System

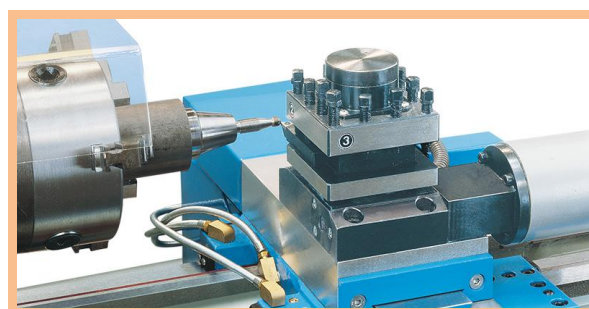
## 6.5. CNC soustruhy od firmy KNUTH

Firma KNUTH MACHINE TOOLS (KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH) byla založena v roce 1923 Geraldem Knuthem v Německu ve Wasbek u města Neumünster, kde má svou centrálu. V Německu má další tři pobočky a jedno obchodní zastoupení. Důležité je, že se jedná se o velkou mezinárodní společnost, jejíž pobočku najdeme i v České republice a to v areálu firmy ŘEMPO v části Černé za bory města Pardubic. Tato firma se zabývá výrobou obráběcích strojů jak pro konvenční tak i nekonvenční metody a jejich nabídka je vskutku nepřehledná. Nalezneme u nich i jeden malý CNC soustruh. [25]

### 6.5.1. CNC soustruh PicoTurn CNC



**Obr. 6.12** CNC soustruh PicoTurn CNC [25]



**Obr. 6.13** Nožová hlava CNC soustruhu PicoTurn CNC [25]

**Tab. 6.7** Parametry stroje PicoTurn CNC [25]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	
Max. točný průměr nad ložem	250 mm
Max. točná délka	550 mm
Rozsah posuvu - osa X	75 mm
Rozsah posuvu - osa Z	
Šířka lože	135 mm
Otáčky	150 - 1750 ot/min
Průchod vřetene	
Kužel vřetene	MK3 / MT3
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	50 mm
Kužel pinoly	MT2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	240 mm/min
Pracovní posuv - osa Z	480 mm/min
Rychloposuv - osa X	1000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	2000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1200 × 530 × 1300 mm
Hmotnost	400 kg
Řídicí systém	GPlus 450

Pozn.: Pokud porovnáme parametry tohoto stroje (PicoTurn CNC) se strojem EKS-250S od firmy PROMA (INAXES), zjistíme, že jsou až na detaily nápaditě stejné. To, že většina firem používá stejné krytování či stejné komponenty (např. i vřetena) jsme si z obrázků a tabulek jistě všimly. Tady se však neliší ani maximální točný průměr nad ložem či maximální točná délka ani rozsah posuvu.

## 6.6. CNC soustruhy od firmy MANIX

Historie firmy MANIX Co., Ltd sahá až do roku 1986, kdy v jižní Koreji byla založena firma Woo Sung Trading Enterprise. V roce 1996 byla tato společnost přejmenována na Woo Sung E&I Co. Ltd. a začala vyvíjet a vyrábět stolní vrtačky a o dva roky později i drátové řezačky. Další rozvoj přišel v roce 2000, kdy tato firma začala vyrábět ohýbačky a malé konvenční obráběcí stroje. Nejen díky tomuto kroku došlo k rozmachu firmy a začalo se uvažovat o jméně MANIX. Avšak k přejmenování na dnešní MANIX Co., Ltd došlo až v roce 2008. Rok 2002 se nesl v duchu zavádění systému kvality ISO 9000 a o rok později společnost získala na své produkty certifikáty CE. Začátkem roku 2005 firma začala vybavovat některé své konvenční stroje CNC řízením a později vyrábět nové modely malých CNC strojů. Dnes má firma oficiální zastoupení v 10 zemích a prodává své stroje do více než 30 zemí na celém světě. V její nabídce najdeme jeden stolní CNC frézovací stroj, jeden stolní CNC gravírovací stroj a tři stolní CNC soustružnické stroje. [28]

### 6.6.1. CNC soustruh NC-200

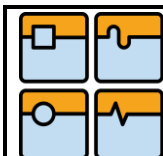


Obr. 6.14 CNC soustruh NC-200 [28]

**Tab. 6.8** Parametry stroje NC-200 [28]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	60 mm
Max. točný průměr nad ložem	120 mm
Max. točná délka	
Rozsah posuvu - osa X	80 mm
Rozsah posuvu - osa Z	180 mm
Šířka lože	
Otáčky	50 - 10000 ot/min
Průchod vřetene	11 mm
Kužel vřetene	BT30
Typ sklíčidla	Automatické
Typ koníka	NENÍ
Posuv pinoly	
Kužel pinoly	
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	6
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	0,001 mm
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	6000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	6000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	1150 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	950 × 850 × 750 mm
Hmotnost	200 kg
Řídicí systém	Mitsubishi FCA70P-2B





### 6.6.2. CNC soustruh NC-310



Obr. 6.15 CNC soustruh NC-310 [28]



Obr. 6.16 CNC soustruh NC-310 [28]

**Tab. 6.9** Parametry stroje NC-310 [28]

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	64 mm
Max. točný průměr nad ložem	150 mm
Max. točná délka	360 mm
Rozsah posuvu - osa X	120 mm
Rozsah posuvu - osa Z	200 mm
Šířka lože	
Otáčky	300 - 3000 ot/min
Průchod vřetene	16 mm
Kužel vřetene	MT2
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	35 mm
Kužel pinoly	MT2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	6
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	0,001 mm
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	1000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	1000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	750 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1100 × 550 × 600 mm
Hmotnost	80 kg/250 kg s MCA 80
Řídicí systém	MACH3(Win) / MCA-80

\* Tento stroj je možné zakoupit jak bez řídicího panelu, tak s řídicím panelem MCA 80. Pokud stroj zakoupíme bez řídicího panelu, je možné ho řídit pomocí připojeného počítače se systémem MACH 3.

### 6.6.3. CNC soustruh NC-310/S

Při pohledu na CNC soustruh NC-310/S nám může připadat, že se jedná o CNC soustruh NC-310 s jiným řídicím panelem. Pokud však porovnáme parametry stroje (viz tabulka 6.9 a 6.10), zjistíme, že tomu tak není. Soustruh NC-310/S disponuje proti soustruhu NC-310 většími maximálními otáčkami včetně a mnohem rychlejším rychloposuvem. Z toho logicky vyplívá jeho větší příkon. [28]



**Obr. 6.17** CNC soustruh NC-310/S [28]



**Tab. 6.10** Parametry stroje NC-310/S [28]

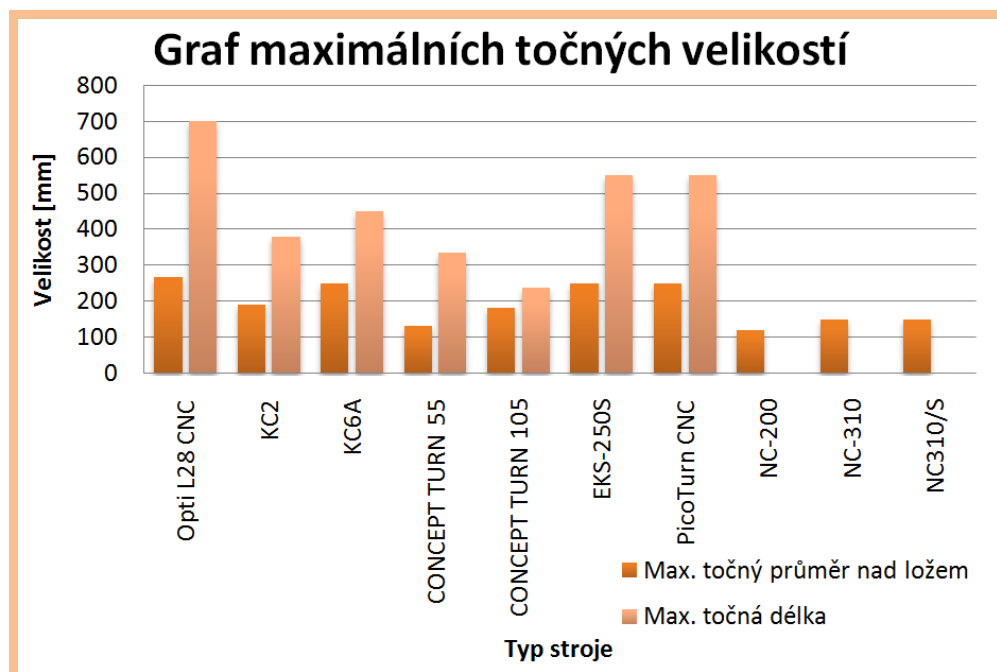
Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	64 mm
Max. točný průměr nad ložem	150 mm
Max. točná délka	
Rozsah posuvu - osa X	110 mm
Rozsah posuvu - osa Z	200 mm
Šířka lože	
Otáčky	max 4000 ot/min
Průchod vřetene	16 mm
Kužel vřetene	MT2
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	
Kužel pinoly	
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	6
Rozměry upínaného nástroje	
Pohony os	Krokové motory
Elektronické rozlišení	0,001 mm
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	
Pracovní posuv - osa Z	
Rychloposuv - osa X	6000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	6000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	
Krouticí moment motoru - osa Z	
Příkon motoru chladicího čerpadla	
Nádrž na chladicí kapalinu	
Příkon	1000 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	900 × 830 × 800 mm
Hmotnost	100 kg
Řídicí systém	Control Oi

## 7. Porovnání malých soustružnických strojů

Jak již bylo řečeno a vysvětleno v kapitole Malé soustružnické stroje, tak jsem si pro potřeby této práce zavedl předpoklad, že malé obráběcí stroje jsou stroje vážící do jedné tuny. Z toho mi vyplynuly mnohá omezení zmíněná též v kapitole Malé soustružnické stroje. Z tohoto předpokladu jsem vybral CNC soustruhy, nacházející se nejenom na našem trhu, které jsem uvedl v kapitole Malé soustružnické stroje současné produkce. V této kapitole je čas na souhrnné porovnání technických parametrů těchto vybraných strojů.

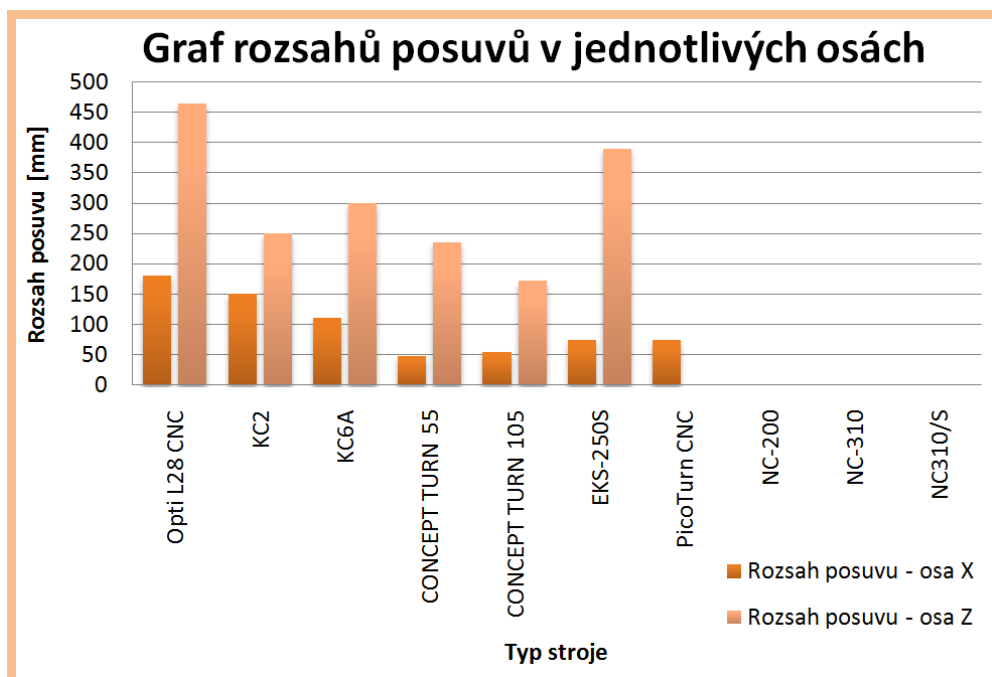
Je jasné, že při výběru stroje zákazníkem budou mít rozhodující váhu nejen některé základní parametry stroje, ale i ekonomická stránka jakožto cena stroje a provozní náklady. Proto stroj s nejlepšími základními parametry avšak vysokou cenou nemusí být pro daného zákazníka tou správnou volbou. Vynikající technické parametry zkrátka nevyužije. Jindy je tomu přesně naopak. Když se podíváme to tabulek parametrů, je zřejmé, že jsem u strojů neuváděl cenu. Bylo tak učiněno záměrně. Cena strojů není tak úplně pevná a může se velice lišit, jelikož některé stroje najdeme u více prodejců a jsou prodávány v různých akcích. Cena by byla pouze orientační a porovnání by nemělo vypovídající hodnotu. Z těchto všech důvodů zde tedy naprosto pominu cenu a stroje budu hodnotit pouze z konstrukčního a výkonového hlediska.

Mezi hlavní parametry CNC soustruhů patří maximální točný průměr nad ložem a maximální točná délka. Tyto hodnoty teoreticky určují maximální velikost obrobků. Hodnoty jsou pro zjednodušení z tabulek vyneseny do grafu (obr. 7.1). Největší maximální točný průměr nad ložem a dokonce i největší maximální točnou délku má soustruh Opti L28 CNC od firmy BOW (OPTIMUM).



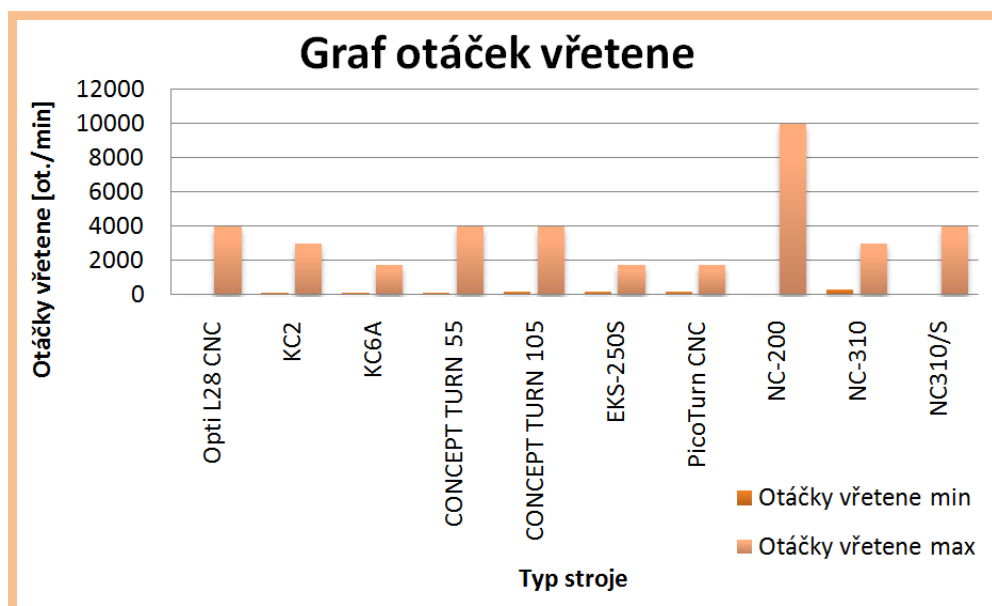
**Obr. 7.1** Graf maximálních točných velikostí

Dalšími velmi důležitými parametry jsou jistě rozsahy posuvů. V grafu níže (obr. 7.2) lze vidět rozsahy soustruhů v jednotlivých osách. Stejně jako v případě maximálního točného průměru nad ložem a maximální točné délky i v rozsahu obou os zvítězil stroj Opti L28 CNC od firmy BOW (OPTIMUM).

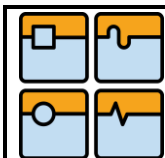


**Obr. 7.2** Graf rozsahů posuvů v jednotlivých osách

Neméně důležitým parametrem jsou otáčky vřetene. Zde jsou hodnoty jak minimálních tak maximálních otáček vřetene téměř vyrovnané (obr. 7.3) až na CNC soustruh NC-200 od firmy MANIX. Tento stroj má vysokorychlostní vřeteno schopné až 10 000 ot/min. Tak konkurenční stroje z mého výběru překonává minimálně 2,5x.

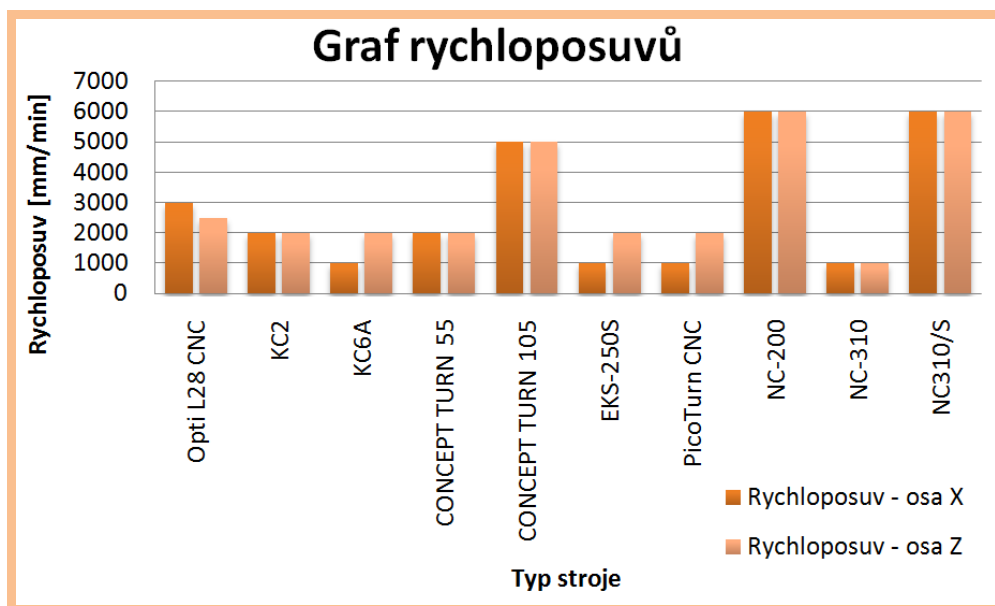


**Obr. 7.3** Graf otáček vřetene



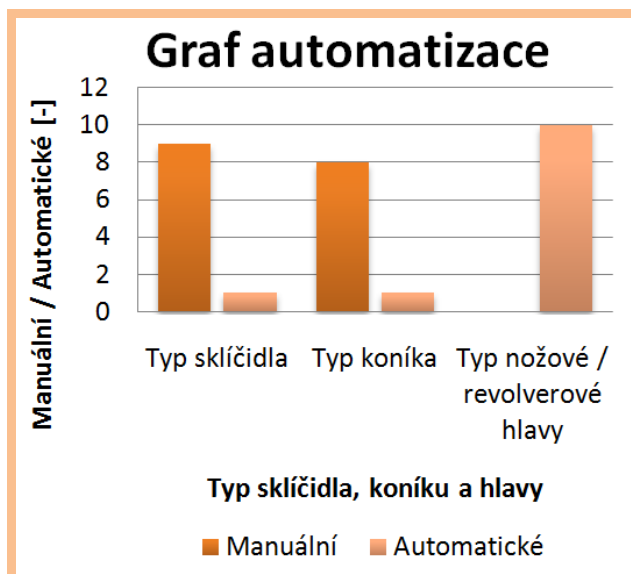
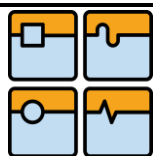
## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vedle otáček vřetene je potřeba se dívat také na velikosti pracovních posuvů a rychloposuvů. Velikosti pracovních posuvů dosahují převážně hodnoty 500 mm/min. U některých strojů se v ose x setkáme i s poloviční hodnotou a to 250 mm/min. Oproti tomu velikosti rychloposuvů jsou různorodější, a proto je najdeme v následujícím grafu (obr. 7.4). Nejlépe jsou na tom stroje NC-200 a NC-310/S od firmy MANIX dosahující rychloposuvu 6000 mm/min v obou osách.

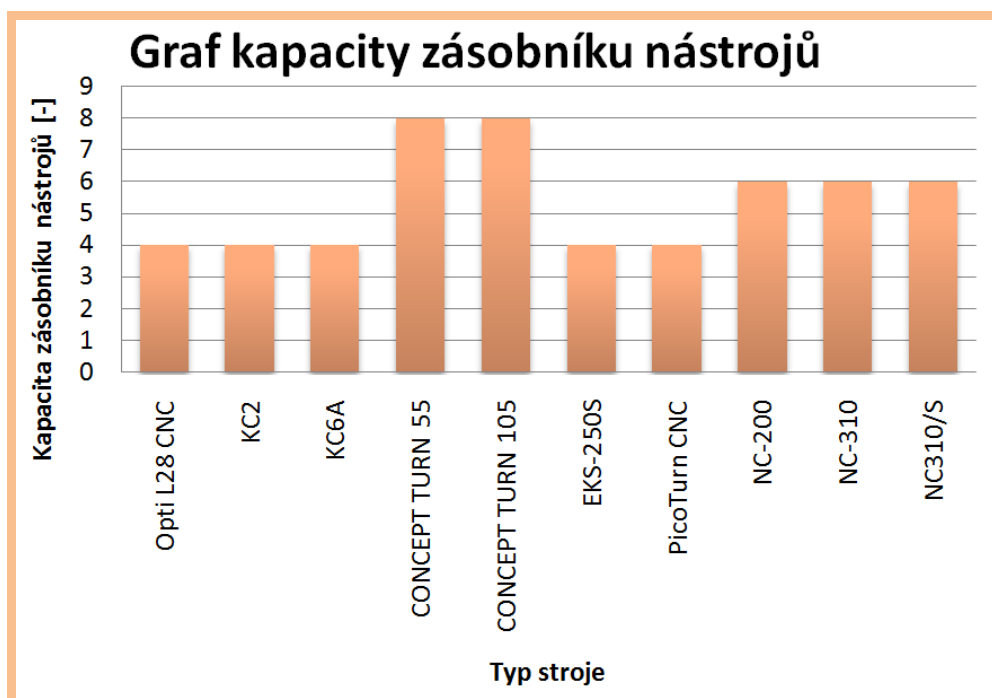


Obr. 7.4 Graf rychloposuvů

O stroji dost vypovídajícím parametrem je jeho automatizace. Pod tímhle pojmem mám na mysli typ sklíčidla, koníku a hlavy ať už se jedná o nožovou nebo revolverovou. Tyto části stroje mohou být manuální nebo automatické. Jak nám napovídá graf (obr. 7.5) tak většina sklíčidel a koníků u malých CNC soustruhů je manuálních. Výjimku tvoří CNC soustruh NC-200 od firmy MANIX, který má automatické sklíčidlo a CONCEPT TURN 105 od firmy ITAX (EMCO MAIER), který má automatický koník. Naproti tomu hlavy jsou vždy automatické. Poměr mezi nožovými a revolverovými hlavami je téměř vyrovnaný na počet zde porovnávaných modelů a spíše než vliv velikosti malého stroje se zde projevuje vliv výrobce. Malé CNC soustruhy od firem BOW (OPTIMUM), NUMCO, PROMA (INAXES) a KNUTH používají nožové hlavy, kdežto soustruhy od firmy ITAX (EMCO MAIER) a MANIX zásadně revolverové hlavy. V případě nožové hlavy kapacita zásobníku bude dosahovat zpravidla čtyř nástrojů, naproti tomu v případě revolverové hlavy bude kapacita vyšší. Jak lze vidět na dalším grafu (obr. 7.6), tak stroje s revolverovou hlavou (CONCEPT TURN 55, CONCEPT TURN 105, NC-200, NC-310 a NC-310/S) mají kapacitu zásobníku od šesti do osmi nástrojů. Nejlépe jsou na tom tedy stroje CONCEPT TURN 55 a CONCEPT TURN 105 od firmy ITAX (EMCO MAIER) s osmi nástroji.

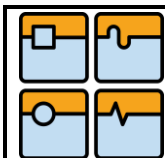


Obr. 7.5 Graf automatizace



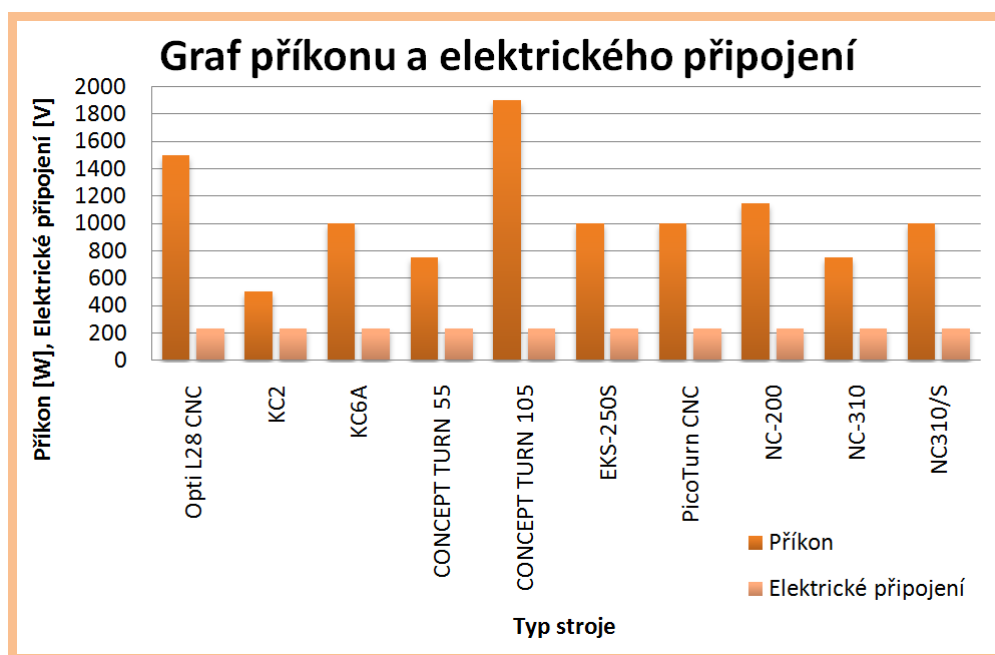
Obr. 7.6 Graf kapacity zásobníku nástrojů

Posledními nezanedbatelnými specifikacemi jsou příkon a elektrické napětí, ke kterému stroj připojíme. Jak se můžeme přesvědčit v grafu (obr. 7.7), největší příkon má CNC soustruh CONCEPT TURN 105 od firmy ITAX (EMCO MAIER), následovaný soustruhem Opti L28 CNC od firmy BOW (OPTIMUM). Příkon uvedený v tabulkách však není celkový příkon stroje ale pouze příkon / výkon motoru včetně. U českých distributorů totiž nalezneme v kolonce pouze název Příkon, avšak na stránkách výrobců „Main motor power“. Dále se ve zmíněném grafu můžeme zrychleně ujistit, že všechny stroje, které jsem uvedl do přehledu, disponují zapojitelností do jednofázové sítě na 230 V. Ovšem ona




## DIPLOMOVÁ PRÁCE

zapojitelnost do jednofázové sítě na 230 V není jenom tak. Ano u malých strojů s 500 W vřetenem nemusíme nic řešit a stroj jednoduše připojíme do kterékoliv zásuvky na 230 V klidně i doma v pokoji. U silnějších strojů však není důvod k radosti. Některé stroje jako například Opti L28 CNC obsahují 1500 W vřetenem (při předpokladu použití asynchronního třífázového motoru navíc frekvenční měnič), dva 4 Nm krokové motory, řídicí jednotky ke zmíněným krokovým motorům, 40 W chladicího čerpadlo a dále řídicí systém SIEMENS 802C, který jak se můžeme dozvědět na oficiálních stránkách, potřebuje proud až 2,5 A. Je tak více než pravděpodobné, že tyto stroje mohou potřebovat více než 16 A a v tom je právě hlavní problém. Pro rozvody napájení jednofázových 230 V spotřebičů se v ČR nejvíce používá notoricky známý systém zásuvek a odpovídajících zástrček (vidlic), které nalezneme v každé domácnosti. Tyto zásuvky a zástrčky jsou normalizovány a vyráběny jen pro maximální protékající proud 16 A (při napětí max. 250 V). Těmto zásuvkám / zástrčkám odpovídá 16 A jistič, který nám při překročení odebíraných 16 A zakročí a přívod elektřiny odpojí. Nelze však jednoduše namontovat jistič 20 A či dokonce 25 A. Zásuvka i zástrčka jsou pořád dimenzovány pouze na 16 A. Mohlo by se zdát, že tedy stačí vyměnit zásuvky, zástrčky a jistič. I to není tak pravda. Přívod totiž bývá obvykle proveden kabelem o průřezu žíly 2,5 mm<sup>2</sup> a tento průřez se smí používat jen do 20 A. Pokud bychom tedy potřebovali více než 20 A, nezbyvá nám nic jiného, než si natáhnout kabely přímo od rozvaděče o průřezu 4 mm<sup>2</sup> a využít speciálních zásuvek a zástrček na 250 V s proudovým zatížením 32 A. Tyto zásuvky a zástrčky vypadají podobně jako třífázové zásuvky / zástrčky, ale na rozdíl od třífázových červených jsou modré. Obcházet toto omezení pouze výměnou jističe je hazard, který může skončit požárem. Vypálené kabely ve zdi jsou velkou lahůdkou. Proto je jistě vhodnější u výkonnějších malých strojů využívat třífázový rozvod s klasickou pěti kolíkovou červenou napájecí vidlicí 3 x 400 V / 16 A (tedy 16 A na jednu fázi). Takový rozvod je totiž určitě mnohem běžnější, než výše uváděné speciální modré zásuvky 230 V / 32 A. [44, 46]



Obr. 7.7 Graf příkonu a elektrického připojení

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 47
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Při souhrnném porovnání technických parametrů nemůžeme jednoznačně říci, který stroj je nejlepší a který nejhorší. Každý stroj má své silné a slabé stránky. Stejně tak, jak jsem uvedl v úvodu této kapitoly, ne všechny parametry jsou pro určitého zákazníka důležité. A obzvláště pak nelze jen tak stavět vedle sebe stroje lišící se cenou o dvojnásobek. Avšak porovnání zde má jinou důležitost. Je nám nástrojem pro návrh parametrů stroje. Můžeme se jednoduše podívat na každý parametr zvlášť, určit si například tři nejlepší hodnoty a snažit se aby konstruovaný stroj tyto parametry překonal nebo se jím alespoň vyrovnal.



## 8. Konstrukce malého CNC soustruhu

Jak již bylo v úvodu práce zmíněno, cílem je konstrukce malého CNC soustruhu ideálního převážně pro malé série menších obroků či pro učební potřeby. Tím pádem stroj této kategorie nebude určen pro velmi náročné obráběcí operace. To by vyžadovalo podstatně vyšší výkony, tuhosti a také velmi vysokou pořizovací cenu. Jednoduchá konstrukce, která bude využívat moderní prvky jako je například valivé vedení místo kluzného rybinového bude hlavním požadavkem a přínosem oproti konkurenci. Že samozřejmostí bude plynulá regulace otáček avšak bez použití zastaralého systému se stejnosměrným motorem a také to, že je předpokládáno použití třífázového asynchronního motoru s frekvenčním měničem jsem již též zmínil.

### 8.1. Parametry pro návrh stroje

Jako podkres pro hlavní specifikace stroje mě posloužilo porovnání technických parametrů (kapitola Porovnání malých soustružnických strojů). Postupně jsem procházel každý parametr zvlášť a následně volil předběžnou hodnotu. Nejedná se však o nejlepší hodnotu z výběru nýbrž teoreticky o průměr těch nejlepších hodnot. Pokud bych volil vždy ten nejlepší parametr, tak by mi rozměry stroje narostly do hodnot klasických velkých strojů, což není předmětem této práce. Smyslem je vyrobit stroj s nejvíce vyrovnanými parametry patřící ke špičce v dané kategorii (velikosti). Stejně tak nejsou některé zvolené parametry úplně pevné. Všechny byly voleny bez předešlého rozebrání určité dílčí problematiky jen ze srovnání strojů. To platí zejména pro rozsah otáček na vřetenu. Minimální hodnota by se měla pohybovat mezi 100 - 150 ot/min a maximální by se měla blížit k 4000 ot/min. Proto uvádím v přehledu níže tu nejlepší možnou variantu a to 100 - 4000 ot/min. Pokud mě vyjdou parametry ještě lepší, bude to jen dobře a pokud se do této hodnoty (například díky frekvenční charakteristice motoru) mírně nevlezu, nebude to zásadní problém.

#### Předběžné parametry konstruovaného soustruhu:

Maximální točný průměr nad ložem: 250 - 280 mm (dle valivého vedení)

Maximální točný průměr nad suportem: 120 mm

Maximální točná délka: 525 mm

Rozsah posuvu - osa X: 150 mm

Rozsah posuvu - osa Z: 360 mm

Rozsah otáček na vřetenu: 100 - 4000 ot/min

Pracovní posuv - osa X: 1000 mm/min

Pracovní posuv - osa Z: 1000 mm/min

Rychloposuv - osa X: 6000 mm/min

Rychloposuv - osa Z: 6000 mm/min

Typ nožové / revolverové hlavy: Automatická nožová hlava

Kapacita zásobníku nástrojů: 4

Výkon motoru: Určen výpočtem později (měl by se pohybovat mezi 1 – 1,5 kW)

Elektrické připojení: 400 V

## 8.2. Návrh hlavního pohonu

### 8.2.1. Volba motoru

V úvodu práce a následně na začátku kapitoly Konstrukce malého CNC soustruhu jsem se zmínil, že je předpokládáno pro hlavní řezný pohyb použití třífázového asynchronního motoru s frekvenčním měničem ovládaným řídicím systémem. Tento měnič bude napájen též z třífázové sítě. Více o samotném měniči a jeho volbě se dozvíme až v následující kapitole Regulace otáček pohonu. Tato varianta spojení je zvolena z několika důvodů. Hlavním důvodem je možnost plynulé regulace otáček motoru právě pomocí frekvenčního měniče. Další důvod je to, že v dnešní době už dávno neplatí, že frekvenční měnič je neskutečně drahý luxus. Ceny se posunuli za posledních pár let na takovou úroveň, že se vyplatí pořídit asynchronní motor s frekvenčním měničem oproti motoru stejnosměrnému. Použití stejnosměrného motoru v malých obráběcích strojích je v dnešní době spíše přežitek a zastaralé řešení.

Motor pro hlavní řezný pohyb určíme z maximálního krouticího momentu při maximálním možném zatížení stroje. Bude tedy určen z maximálního možného obráběného průměru obrobku, řezného odporu, hloubky řezu, posuvu na otáčku, převodového poměru a z účinnosti.

V tabulce základních specifikací soustružnického stroje nalezneme jako nejběžnější parametr maximální točný průměr nad ložem. Tento průměr však nemůžeme soustružit, jelikož pod ním není dostatek místa pro suport. Není tak možné se soustružnickým nožem dostat k obrobku. Maximální možný obráběný průměr je tedy maximální točný průměr nad suportem, který však v tabulkách základních parametrů nalezneme méně často. Já jsem si jako hodnotu u mého konstruovaného stroje zvolil maximální točný průměr nad suportem 120 mm. V kategorii malých strojů se jedná o špičkovou hodnotu.

Jak je uvedeno v tabulce 8.1, tak největší řezný odpor nalezneme u materiálu z chromniklové oceli s  $R_m$  700 MPa a to 2800 MPa. [5]

Dále si určíme průřez třísky. Je zřejmé, že v případě takto špatně obrobitelného materiálu ještě navíc na průměru 120 mm a u takto malého stroje, nemůžeme očekávat nikterak velkou hloubku řezu a posuv na otáčku. Mnou konstruovaný stroj to ani nemá za cíl. Mým cílem je však možnost tento materiál při 120 mm průměru vůbec obrobit. Při rychlém zhlédnutí katalogu Soustružení 2012 od firmy Pramet zjistíme, že nástroje této firmy jsou konstruované pro hloubky řezu od 0,05 až po 10 mm a pro posuvy od 0,1 po 1 mm/ot dle způsobu obrábění (dokončovací soustružení, polohrubovací soustružení, hrubovací soustružení a těžké hrubovací soustružení). Pro výpočet krouticího momentu volím téměř minimální možné hodnoty a to hloubku řezu 0,5 mm a posuv 0,1 mm. U stroje této kategorie se s obráběním chromniklové oceli a ještě na tak velkém průměru v praxi určitě nesetkáme. Je třeba upozornit, že například v případě obrábění běžné nelegované oceli s  $R_m$  450 MPa s řezným odporem 2100 MPa na průměru 50 mm bude logicky možné obrábět s mnohem vyšší hloubkou řezu či posuvem. [5, 36]

Posledními zbývajícími neznámými potřebnými pro výpočet maximálního krouticího momentu jsou převodový poměr a účinnost. Převodový poměr je z důvodu volby velkého rozsahu otáček na vřetenu při nutnosti co největšího krouticího momentu roven jedné. Proč je tomu tak bude detailně vysvětleno v kapitole regulace otáček pohonu. Dále je potřeba počítat se ztrátami na převodu a v ložiskách. Protože vřeteno bude poháněno motorem přes ozubený řemen a bude obsahovat tři speciální vřetenová ložiska (radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem) tak budu počítat s celkovou účinností 0,96 (viz výpočet účinnosti níže). [4]

**Tab. 8.1** Tabulka řezných odporů [5]

Materiál	R <sub>m</sub> [MPa]	Řezný odpor P [MPa]		
		Soustružení	Frézování	Vrtání
Nelegovaná ocel	450	2100	3650	2700
Nelegovaná ocel	600	2160	4500	3400
Nelegovaná ocel	700	2450	4950	4000
Chromniklová ocel	500	2500	5050	4300
Chromniklová ocel	700	2800	5400	5200
Bronz	200 až 300	1100	1750	1500
Bronz	300 až 500	1400	2100	1800
Hliníkové slitiny	180 až 250	850	1300	1150
Hliníkové slitiny	250 až 350	1150	1450	1300
Šedá litina	140 až 160	1380	2650	1750
Šedá litina	160 až 180	1480	2800	2050
Šedá litina	180 až 200	1580	3050	2500

#### Výpočet momentu motoru:

Maximální průměr obrobku:  $D = 120 \text{ mm}$

Maximální řezný odpor:  $P = 2800 \text{ MPa}$

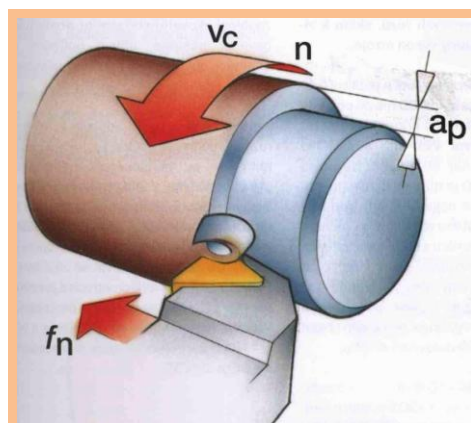
Hloubka řezu:  $a_p = 0,5 \text{ mm}$

Posuv na otáčku:  $f = 0,1 \text{ mm}$

Převodový poměr:  $i = 1$

Účinnost:  $\eta = 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,96$

[4]



**Obr. 8.1** Průřez třísky [10]

Výpočet průřezu třísky:

$$S = a_p \cdot f = 0,5 \cdot 0,1 = \underline{\underline{0,05 \text{ mm}}}$$

Výpočet řezné síly:

$$F_z = p \cdot S = 2800 \cdot 0,05 = \underline{\underline{140 \text{ N}}}$$

Výpočet krouticího momentu na vřetenu:

$$M_{kv} = F_z \cdot \frac{D}{2} = 140 \cdot \frac{0,12}{2} = \underline{\underline{8,4 \text{ Nm}}}$$

Výpočet krouticího momentu na motoru:

$$M_{km} = \frac{M_{kv}}{\eta \cdot i} = \frac{8,4}{0,96 \cdot 1} = \underline{\underline{8,75 \text{ Nm}}}$$

Minimální potřebný krouticí moment na motoru je 8,75 Nm. Dle tohoto momentu je potřeba vybrat vhodný motor. Mezi velké výrobce patří například firma SIEMENS. Tato firma má v sortimentu nejen veškeré možné motory a měniče, ale i řídicí systémy. Avšak přestože se jedná o mezinárodní firmu působící i v České republice, jejich katalogy v našem mateřském jazyce téměř neseženeme a jsou velmi nepřehledné. Proto jsem se nakonec rozhodl pro motor od firmy NORD, která patří k celosvětové špičce v oboru poháněcí techniky - pro mechanická a elektronická řešení. Tato firma byla založena už roku 1965 a co je důležité, že má tři pobočky v České republice a to v Praze, Hradci Králové a také v Brně. Jejich katalogy jsou přehledné, dost velká část je dostupná v českém jazyce a na pobočce v Brně Řečkovících studentům s požadavkem informací či katalogů rádi vyjdou vstříc. Proto se budu snažit můj stroj osadit co nejvíce součástmi právě od této firmy. Z jejich nabídky jsem zvolil čtyř pólový asynchronní elektromotor 90 LH/4 patřící do třídy účinnosti IE2, protože od června 2011 nelze na trh uvádět motory s nejnižší třídou účinnosti IE1. Tento motor má nejbližší vyšší jmenovitý krouticí moment a to 10,1 Nm (obr. 8.2). Rozdíl mezi 8,75 Nm a 10,1 Nm je bezpečnost. Jeho výkon dosahuje 1,5 kW což je 1500 W. [30, 32, 44]

1500 1/min			230/400 V & 400/690 V												
50 Hz			4 - pole												
IE2 S1															
Type	P <sub>N</sub>	n <sub>N</sub>	M <sub>N</sub>	I <sub>N</sub>		cos	η			η <sup>1)</sup>	M <sub>A</sub> /M <sub>N</sub>	M <sub>K</sub> /M <sub>N</sub>	I <sub>A</sub> /I <sub>N</sub>	J	kg
				230/400 V	400/690 V	φ	1/2xP <sub>N</sub>	3/4xP <sub>N</sub>	4/4xP <sub>N</sub>	4/4xP <sub>N</sub>					*
	[kW]	[1/min]	[Nm]	[A]	[A]		[%]	[%]	[%]	[%]				[kgm²]	[kg]
80 SH/4	0,55	1420	3,73	2,44/1,41	1,41/0,81	0,70	77,7	80,7	80,8	80,4	3,1	3,2	5,1	0,0014	9
80 LH/4	0,75	1415	5,06	3,05/1,76	1,76/1,02	0,75	81,6	83,0	82,4	81,6	3,0	3,1	5,2	0,0019	10,2
90 SH/4	1,1	1435	7,32	4,19/2,42	2,42/1,4	0,80	80,9	82,0	81,8	81,4	3,1	3,5	6,1	0,0034	15,1
90 LH/4	1,5	1415	10,1	5,8/3,34	3,34/1,93	0,79	81,3	82,4	82,2	82,2	3,3	3,5	5,8	0,0039	16,8
100 LH/4	2,2	1445	14,5	8,1/4,65	4,65/2,68	0,79	85,2	86,7	86,6	85,3	3,7	4,3	7,3	0,0075	25,2
100 AH/4	3	1425	20,3	11,4/6,59	6,59/3,8	0,77	86,4	86,7	85,6	85,5	3,1	3,5	6,3	0,0075	25,2

Obr. 8.2 Katalog Nord M7000 [32]

### 8.2.2. Regulace otáček pohonu

Pro náš malý CNC soustruh je samozřejmě nesmyslné volit stupňovitou převodovku. Regulaci bude obstarávat již nespočetněkrát zmíněný frekvenční měnič, který nám umožní plynulou regulaci otáček. Tento frekvenční měnič bude zapojitelný do třífázové sítě 3 x 400 V a na výstupu bude mít opět třífázové napětí 3 x 400 V. Proč jsem se rozhodl pro zapojitelnost do třífázové sítě, když konkurence používá zapojitelnost do jednofázové sítě 230 V, je vysvětleno v kapitole Porovnání malých soustružnických strojů. Frekvenční měnič funguje tak, že síťové napětí o konstantní frekvenci a amplitudě mění na napětí variabilní frekvence a amplitudy. Tím právě umožňuje plynule regulovat otáčky třífázových motorů (servomotorů, lineárních motorů ...).

Z již zmíněných důvodů v kapitole Volba motoru jsem se rozhodl opět pro firmu NORD. Z jejich katalogu F 3050 CZ, dostupném v českém jazyce, je potřeba jako první věc vybrat model. Modely se od sebe navzájem liší integrovanými rozhraními (obr. 8.3). [31]

Rozhraní	SK 500E	SK 505E	SK 510E	SK 511E	SK 515E	SK 520E	SK 530E	SK 535E
5x digitální vstup 2x analog. vstup (0...10V / 0/4...20mA) 1x analog. výstup 2x multifunkční relé RS 485 a RS 232 v konektoru RJ12	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
1x vstup pro inkrementální čidlo						✓	✓	✓
2x digitální vstup 2x digitální výstup 1x RS 485 na svorkách						✓	✓	✓
Externí napájení řídicí karty 24V		✓			✓			✓
Bezpečnostní funkce „Bezpečné zastavení“			✓	✓	✓		✓	✓
Poziční řízení POSICON							✓	✓
2x RJ 45 pro CANopen In/Out				✓	✓	✓	✓	✓
1xRJ 12 pro obsluhu a diagnostiku	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Obr. 8.3 Rozhraní měniče SK 500E – SK 535E od firmy NORD [31]



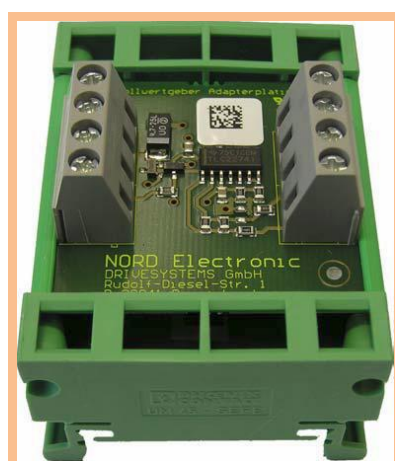
Jelikož zatím nemám vybraný řídicí systém a také protože plánuji možnost na přání zákazníka stroj dodávat právě i bez řídicího systému a umožnit mu tak jeho vlastní výběr, je vhodné zvolit lepší a dražší model s větším množstvím integrovaných rozhraní. Pomocí nich by s připojení jiného řídicího systému neměl být problém. Zvolil jsem tedy model SK 530E z důvodu, že obsahuje navíc oproti levnějším modelům pro nás důležité funkce jako "Bezpečné zastavení", CANopen a hlavně také vstup pro inkrementální čidlo. Dále obsahuje navíc funkce, které na vřetenu nevyužijeme jakožto přídavné řídicí I/O signály a POSICON (polohovací řízení, relativní a absolutní polohování, synchronní běh více pohonů). V případě využití tohoto měniče na posuv by však tyto funkce byli jistě velmi užitečné. Nyní popořadě vysvětlím přínos pro nás v tuto chvíli důležitých funkcí. Bezpečnostní funkce „Bezpečné zastavení“ je velmi praktická a efektivní možnost jak v souladu s normou (dle EN 954-1 resp. EN 13849-1 do max. bezpečnostní kategorie 4) ochránit osoby před úrazy způsobené rotujícím pohonem. Poté, co dojde k aktivaci bezpečnostního okruhu např. otevřením bezpečnostního krytu či dveří, musí být zajištěno, že žádná rotující část zařízení nezpůsobí pracovní úraz. U asynchronního motoru s měničem frekvence NORD je toto řešeno pomocí bezpečného zablokování pulsů, které nabízí normou odpovídající ochranu proti opětovnému rozběhu motoru. Tato bezpečnostní blokáce obsahuje napájení elektronického výkonového dílu přes bezpečnostní spínač. Tím je měnič frekvence ihned po uzavření bezpečnostního okruhu připraven k provozu bez nutnosti provádět inicializaci. Integrované rozhraní CANopen nám reprezentuje nízkonákladovou možnost pro připojení automatizačních systémů. Pomocí vstupu inkrementálního čidla je zase možné realizovat vysoce přesnou regulaci otáček pro dokonalou stálost otáček a plný krouticí moment až do nulových otáček. [31]



**Obr. 8.4** Technologické jednotky měniče SK 5xxE od firmy NORD [33]



Může se stát však, že i tato integrovaná rozhraní nebudou stačit. Měníče NORD je však možné pomocí zvnějšku nasaditelných jednotek (obr. 8.4) přizpůsobit určeným aplikacím ať už se jedná o technologické jednotky pro ovládání či komunikaci (jsou k dispozici pro veškeré běžné sběrníkové systémy). Tyto jednotky můžeme případně přikoupit a kdykoliv vyměnit. Řídicí systém tak může s měničem komunikovat přes některý sběrníkový systém či pomocí digitálních nebo analogových vstupů. Jediný vstup, kterým měniče do 7,5 kW standardně neoplývají, je vstup bipolárního analogového signálu. Ten je nutný pro propojení například se systémem SIEMENS SINUMERIK 802S či SINUMERIK 802C. Analogové vstupy menších měničů mohou pracovat pouze s unipolárním analogovým signálem (0 ... 10V; 0/4 20mA) vztaženým ke společnému potenciálu (GND). Pro zpracování bipolárního analogového signálu (-10V ... + 10V) je nutný převodník, který signál konvertuje na 0 ... 10V. Frekvenční měniče od 7,5 kW mívají analogové vstupy umožňující zpracovat jak unipolární, tak bipolární analogové vstupní signály. NORD tento převodník prodává pod označením Převodník  $\pm 10V \rightarrow 0 \dots 10V$  (obr. 8.5). [31, 33, 44]

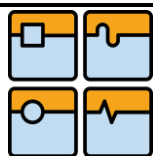


**Obr. 8.5** Převodník  $\pm 10V \rightarrow 0 \dots 10V$  od firmy NORD [33]

Když už máme vybraný model, je potřeba zvolit správný typ. Typ měniče volíme dle síťového napětí (mnohokrát zmíněna a odůvodněna volba třífázového napětí 3 x 400 V) a dle jmenovitého výkonu motoru. Já mám zvolený motor 90 LH/4 s jmenovitým výkonem 1,5 kW a proto volím typ -151-340-A. [31]

Typ měniče SK 5xxE...	Síťové napětí	Jmen. výkon motoru 400 V [kW]	Výstupní jmen. proud rms[A]	vstupní proud rms[A]	Rozměry V x Š x H [mm]
-550-340-A	3 ~ 380...480V, -20%/+10%, 47...63Hz	0,55	1,7	2,4	Velikost 1: 186 x 74 x 153
-750-340-A		0,75	2,3	3,2	
-111-340-A		1,1	3,1	4,3	Velikost 2: 226 x 74 x 153
-151-340-A		1,5	4,0	5,6	
-221-340-A		2,2	5,5	7,7	

**Obr. 8.6** Typ měniče SK 5xxE od firmy NORD [31]



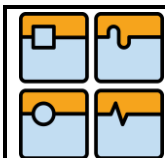
U firmy NORD budeme tedy objednávat měnič SK 530E-151-340-A. Všechny modely měniče frekvence SK5xxE a jeho veškeré možné typy dosahují na výstupu až 400 Hz. Z toho plyne možnost až osminásobného zvýšení jmenovité rychlosti. Můj motor 90 LH/4 dosahuje při 50 Hz 1415 ot/min což by teoreticky znamenalo, že při maximální frekvenci 400 Hz by motor dosahoval až 11320 ot/min. To je samozřejmě nereálné, jelikož motor není konstruován pro tak velké otáčky. Já jsem si v kapitole Parametry pro návrh stroje zvolil, že by otáčky na vřetenu měly dosahovat až 4000 ot/min. Celý rozsah by se měl pohybovat kolem 100 až 4000 ot/min. Díky zvolenému převodovému poměru jedna musí být na motoru logicky opět 100 až 4000 ot/min. Nyní je potřeba zjistit na jaké nejmenší a nejvyšší frekvenci je náš motor možné provozovat. Tím se dozvíme, zdali se vlezeme do potřebného rozsahu otáček. Pokud se podíváme do katalogu motorů NORD, ze kterého jsem volil náš motor, tak zjistíme, že nejmenší frekvence na které lze motory standardně provozovat je 5 Hz, avšak musí být při takto malé frekvenci a tím i malých otáčkách externě chlazeny přídavným ventilátorem. Dále se dočteme, že čtyřpólový motor lze obecně provozovat při maximálních otáčkách do 4200 ot/min což se rovná frekvenci 140 Hz. Také tam nalezneme informaci včetně tabulky v jakých maximálních rychlostech lze různé typy motorů provozovat bez zkracování životnosti těsnění. U našeho typu 90 (90 LH/4) to odpovídá 3400 ot/min (obr. 8.7). Lze však předpokládat že otáčky nad 3400 ot/min u našeho stroje nebudou tolik využívány a proto toto omezení nemusíme brát v potaz. [32]

Type	Maximum speed [rpm]
63	2500
71	2500
80	2860
90	3400
100	3500
112	3500
132	3300
160	3200
180	3100

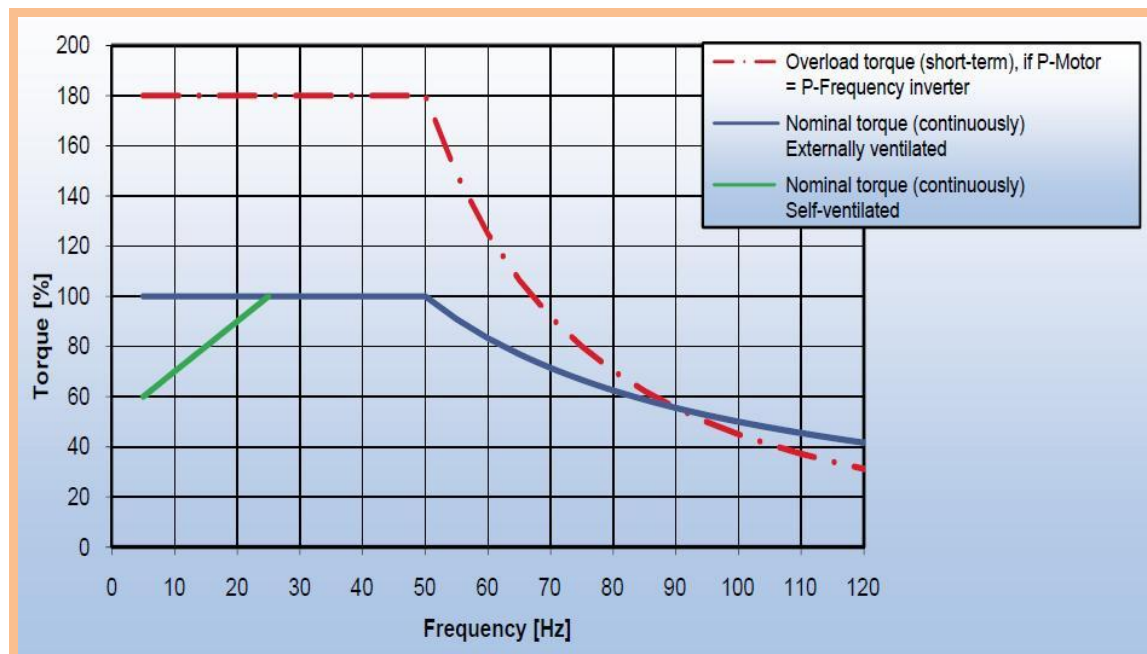
**Obr. 8.7** Maximální rychlosti bez zkracování životnosti těsnění [32]

Dle jednoduchých výpočtů lze zjistit, že motor 90 L/4 bude možné provozovat v rozmezí 141,5 ot/min (odpovídá 5 Hz) po 3962 ot/min (odpovídá 140 Hz). Samozřejmě 3962 ot/min není maximálních 4200 ot./min ani požadovaných 4000 ot/min, avšak frekvenci 140 Hz se nedoporučuje překračovat. Stejně tak nemůžeme jít níže než 5 Hz. Avšak rozsah 141,5 ot/min až 3962 ot/min nám rozhodně postačuje. 141,5 ot/min je v požadovaném rozsahu 100 – 150 ot/min a 3962 ot/min se rozhodně blíží k 4000 ot/min.

Při zvyšující se frekvenci a tím i se zvyšujícími se otáčkami klesá krouticí moment, jak můžeme vidět na obrázku 8.8. Dle vzorce opět z katalogu motorů od firmy NORD můžeme vypočítat, že při 140 Hz bude motor disponovat 35,7 % krouticího momentu, což v našem případě činí 3,61 Nm. Hodnota 3,61 Nm se nám může zdát malá, avšak musíme si uvědomit, že při téměř 4000 ot/min jistě



nebudeme obrábět na našem stroji obrobek o průměru 120 mm. Obvodová rychlost by nabývala převratných hodnot. Proto zde provedu kontrolní výpočty.



Obr. 8.8 Momentová charakteristika motorů [32]

Výpočet krouticího momentu při 140 Hz:

$$M_{140\text{Hz}} = \frac{f_{\text{NOM}}}{f_{\text{AB}}} \cdot M_{\text{NOM}} = \frac{50\text{Hz}}{140\text{Hz}} \cdot M_{\text{NOM}} = 0,357 \cdot 10,1 = \underline{\underline{3,61 \text{ Nm}}}$$

Kontrola krouticího momentu při 140 Hz při 45 mm průměru obrobku:

Výpočet průřezu třísky:

$$S = a_p \cdot f = 0,5 \cdot 0,1 = \underline{\underline{0,05 \text{ mm}}}$$

Výpočet řezné síly:

$$F_z = p \cdot S = 2800 \cdot 0,05 = \underline{\underline{140 \text{ N}}}$$

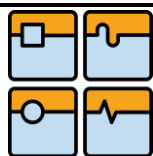
Výpočet krouticího momentu na vřetenu:

$$M_{\text{kV}} = F_z \cdot \frac{D}{2} = 140 \cdot \frac{0,045}{2} = \underline{\underline{3,15 \text{ Nm}}}$$

Výpočet krouticího momentu na motoru:

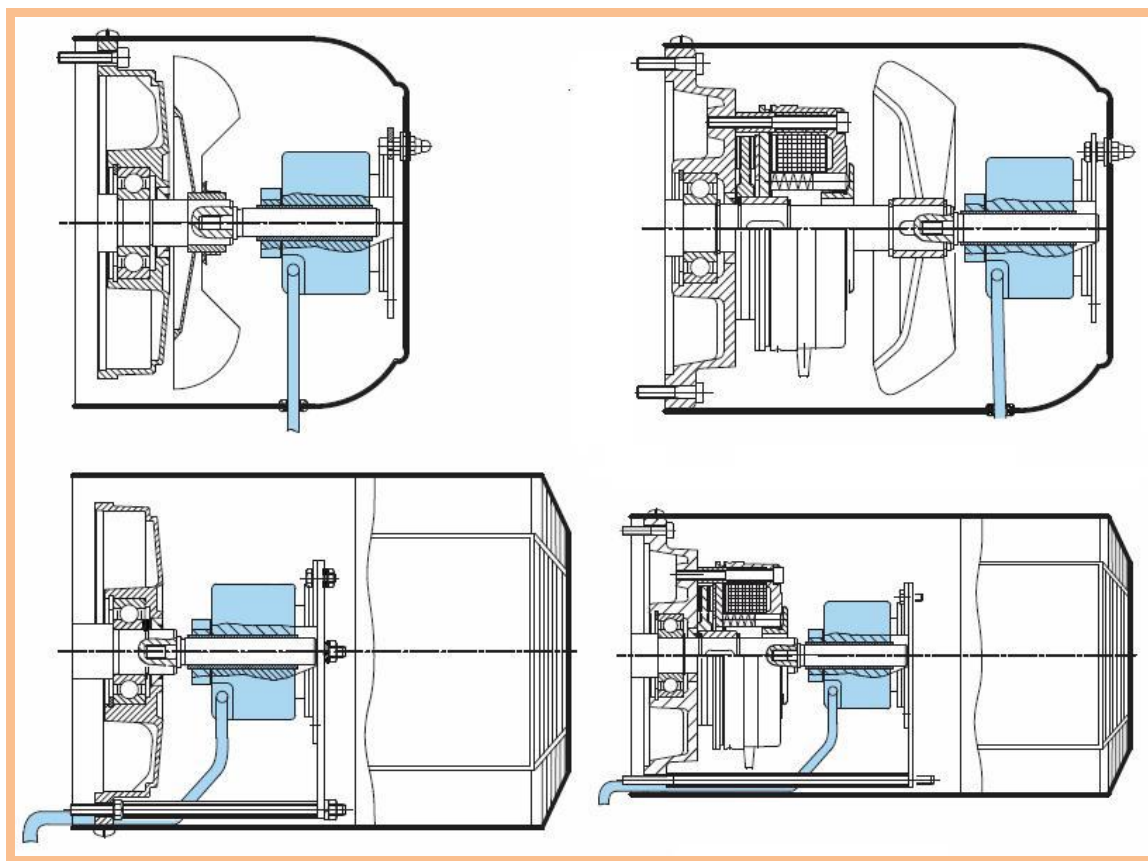
$$M_{\text{kM}} = \frac{M_{\text{kV}}}{\eta \cdot i} = \frac{3,15}{0,96 \cdot 1} = \underline{\underline{3,28 \text{ Nm}}} \quad \underline{\underline{3,28 \text{ Nm} < 3,61 \text{ Nm}}}$$

Tato situace je nesmyslná, avšak smyslem mé práce není řešit technologii, ale poukázat na to, že obrobek o průměru 45 mm z chromniklové oceli s největším řezným odporem (2800 MPa) lze s 0,05 mm průřezem třísky teoreticky obrábět při rychlosti vřetene 3962 ot/min díky dostatečnému momentu.



Moderní pohonné aplikace velmi často vyžadují rychlostní zpětnou vazbu. Nejinak je tomu u CNC obráběcích strojů. Používají se zde inkrementální snímače, které převádějí rotační pohyb na elektrické signály. Tyto signály jsou čteny a zpracovávány frekvenčními měniči nebo ovládacími zařízeními (řídícími systémy). Inkrementální snímače fungují na principu fotoelektrického snímání děrovaného disku. Integrovaná elektronika převádí naměřené hodnoty na digitální signál pro TTL nebo HTL logiku. Existují různé typy lišící se počtem děrování. Standardní snímač produkuje 4096 pulsů na otáčku. [32]

Tyto inkrementální snímače najdeme i v nabídce firmy NORD. Jsou speciálně vytvořeny pro jejich motory a frekvenční měniče, takže kompatibilita je zaručena. Jsou vybaveny dutou hřídelí, která se nastrčí přímo na konec hřídele motoru, na straně kde je ventilátor. Tím je zajištěno spojení bez spojky a bezpečné krytí víkem ventilátoru (obr 8.9). [32]



**Obr. 8.9** Montáž inkrementálního snímače do různých typů motorů [32]

Firma NORD tyto snímače vyrábí ve více variantách podle rozhraní, operační voltáže a dle počtu pulsů (obr. 8.10). Jak jsem již částečně naznačil, inkrementální snímač můžeme zapojit do frekvenčního měniče nebo přímo do řídicího systému. Do frekvenčního měniče snímač zapojíme v případě, že řídicí systém bude komunikovat s měničem přes některý sběrníkový systém. Tím pádem řídicí systém uvidí přímo otáčky motoru a v našem případě tedy i vřetene (převod jedna). V případě že řídicí systém bude komunikovat s frekvenčním měničem pomocí digitálních či analogových výstupů / vstupů (např. SIEMENS SINUMERIK 802S či SINUMERIK 802C) musíme inkrementální snímač zapojit



přímo do řídicího systému. Řídicí systémy jsou na to uzpůsobené. Například oba dva zmíněné SINUMERIKy komunikují s inkrementálním čidlem pomocí rozhraní (TTL) RS 422 s operačním napětím 10 - 30 V. Pokud se podíváme do tabulky (viz obr 8.11) uvidíme, že náš model frekvenčního měniče SK 530E podporuje také právě TTL s 10 - 30 V napětím. Což je pro nás úplně ideální. Nyní, když se podívám zpět na obr. 8.10, mohu vybrat ze tří typů IG11, IG21 a IG41, které komunikují tedy jak s naším frekvenčním měničem, tak i s řídicími systémy například od SIEMENSU. Volím nejlepší model IG41, který má standardních 4096 pulsů na otáčku. [32, 44]

Technical Data	Type / Puls number		
	IG1 / 1024	IG11 / 1024	IG12 / 1024
	IG2 / 2048	IG21 / 2048	IG22 / 2048
	IG4 / 4096	IG41 / 4096	IG42 / 4096
Interface	TTL / RS 422	TTL / RS 422	HTL push-pull
Operating voltage +U <sub>B</sub> [V]	5 (±5%)	10...30	10...30
Max. output frequency [kHz]	300		
Max operating speed [min <sup>-1</sup> ]	6000		
Ambient temperature [°C]	- 40...+70		
Protection class	IP66		
Max. current consumption [mA]	90	90	150

**Obr. 8.10** Varianty inkrementálních snímačů otáček od firmy NORD [32]

NORDAC frequency inverter series	Incremental encoder logic
SK700E with SK XU1-ENC or SK XU1-POS	TTL with 5V supply or 10 – 30V supply
SK520E, SK530E, SK535E	* TTL with 10 – 30V supply
SK200E, SK205E, SK210E, SK215E, SK220E, SK225E, SK230E, SK235E	HTL with 10 – 30V supply
* HTL-Signal level is also possible, up to amax. Frequency of 16 kHz	

**Obr. 8.11** Spojení inkrementálních snímačů otáček s měniči frekvence od firmy NORD [32]

Nyní je potřeba se vrátit k volbě motoru a provést kompletní souhrn. Motor jsem tedy zvolil NORD 90 LH/4 patřící do třídy účinnosti IE2, protože od června 2011 nelze na trh uvádět motory s nejnižší třídou účinnosti IE1. Tento motor bude ve verzi B3 (standardní přichycení motoru bez příruby) a bude obsahovat rozšíření BRE (brzda), dále rozšíření pro inkrementální odměřování IG4 (pro inkrementální snímač IG41) a ještě rozšíření F (externí větrák nutný pro provoz s frekvenčním měničem při frekvenci pod 25 Hz). [32]

### 8.2.3. Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno

V kapitole Regulace otáček pohonu jsem zmiňoval, že je nesmyslné volit pro náš malý CNC soustruh stupňovitou převodovku a že regulaci bude obstarávat pouze frekvenční měnič. Z toho plyne, že přenos krouticího momentu na vřeteno bude přímý bez mechanické regulace otáček. Dále jsem už v kapitole Volba motoru uvedl, že vřeteno bude poháněno přes ozubený řemen a převodový poměr bude roven jedné. Důvody tohoto převodového poměru byly již vysvětleny a následně ověřeny. Ozubený řemen jsem zvolil z několika důvodů. Má totiž mnoho předností, mezi které patří nižší předepnutí řemenu oproti klínovým řemenům a tím menší zatížení hřídelů a ložisek, možnost použití malých řemenic, dovolené vyšší obvodové rychlosti a hlavně synchronizace otáček motoru s otáčkami vřetene. Právě synchronizace je v mém případě velice důležitá z důvodu výroby závitů soustružením. Jak již bylo řečeno v kapitole Regulace otáček pohonu tak rychlostní zpětná vazba neboli odměřování rychlosti pomocí inkrementálního čidla je integrováno do motoru. V případě, že máme převodový poměr roven jedné (což mám) a zároveň je převod krouticího momentu na vřeteno proveden pomocí synchronního převodu, což je například právě pomocí ozubených řemenů, tak nám inkrementální čidlo v motoru odměří přesně tu samou rychlost co je na vřetenu.

Mezi nejvýznamnější výrobce ozubených řemenů na světě patří společnost Continental Contitech AG. Jejich řemeny se používají v zařízeních řady významných světových značek. Je tedy jasné, že jsem se rozhodl právě pro tohoto výrobce. Oficiálním distributorem pro Českou republiku je firma TYMA CZ, s.r.o. Tato společnost je specializovaný dodavatel řemenů, řemenic, řetězových převodů, plochých řemenů a pásů, hřídelových spojek, upínacích pouzder a dalších součástí převodů. Na jejich internetových stránkách nalezneme mnoho katalogů včetně potřebných výpočtů pro určení vhodného řemenu. Avšak v dnešní zrychlené době se v praxi s ručními výpočty již téměř nesetkáme. Využívají se modernější metody zahrnující speciální programy, ať už se jedná o placené verze přímo od výrobců softwaru, anebo o verze volně ke stažení pocházející právě od daného výrobce řemenů. Mezi druhou skupinu patří program ContiTech Suite 5.0, který je volně ke stažení na stránkách TYMA CZ. Tento program umožňuje kompletní řešení návrhu řemenových převodů až s deseti kladkami. Pomocí programu lze úspěšně a spolehlivě řešit výpočty všech běžných typů klínových, ozubených a drážkových řemenů. Program umožňuje uložení a tisk výpočtu, odeslání e-mailem a má možnost volby jazyka. Dřívější verze podporovaly i češtinu, bohužel nová verze 5.0, která je jediná dostupná ke stažení, už češtinu nepodporuje. Je však možné, že v brzké době bude podpora češtiny přidána. [49]

Po otevření programu ContiTech Suite 5.0 můžeme vybrat mezi Transmission Designer a Drive Alive. Transmission Designer je program pro výpočet převodu se dvěma řemenicemi, kdežto Drive Alive je pro výpočet převodu s více hřídeli. Zvolíme tedy Transmission Designer jehož prostředí s popisem je vidět na obrázku 8.12. Tento obrázek pochází z návodu k obsluze ze stránek TYMA CZ, jelikož nová verze, jak již bylo řečeno, není dostupná v češtině (snad jen prozatím). Pracovní okno je zde rozděleno na čtyři hlavní části a to na údaje o řemenu, údaje o řemenicích a uspořádání, zadání parametrů



výkonu a na výsledky výpočtu. Další obrázek (obr. 8.13) už pochází přímo z nové verze programu a jsou zde vidět již vyplněná pole mými hodnotami. [49]

**Ovládací řádek**

**Údaje o řemenu**

**Údaje o řemenicích a uspořádání**

**Zadání parametrů výkonu**

**Výsledky výpočtu**

**Informace o vybraném typu řemenu**

**Geometrie**

Malá řemenice		Velká řemenice	
Účinný průměr	dwk 56,02 mm	Účinný průměr	dwg 81,49 mm
Počet zubů	zk 22	Počet zubů	zg 32
Otáčky	nk 1500,00 rpm	Otáčky	ng 1031,25 rpm
Převodový poměr	i 1,45		
Osová vzdálenost	a 21,77 mm	Délka řemenu	Lw 920,00 mm

**Výkon**

Malá řemenice		Velká řemenice	
Krouticí moment	Mk 47,75 Nm	Krouticí moment	Mg 69,45 Nm
Přenášený výkon	P 7,500 kW	Požadovaná šířka řemenu	bgef mm
Požadovaný provozní součinitel	C0gef 1,7 Volba	Provozní podmínky	střední zatížení

**Výsledek**

Šířka řemenu (vypočtená)		Obvodová síla	
ber	46,91 mm	Fu	1704,55 N
baus	50,00 mm	Fv	2001,06 N
C0er	1,82	Fstat	1001,19 N
Hodnota výkonu	Pr 13,64 kW	Vlastní frekvence vetve řemenu	f 84,30 Hz

CONTI SYNCHROFORCE HTD 920 - 8M - 50 - CXP III

Obr. 8.12 Prostředí programu Transmission Designer s popisem od firmy Continental [49]

**Belt**

Belt nature: Timing belt  
Belt type: CONTI SYNCHROBELT  
Belt profile: HTD  
Tooth pitch: 5M

**Geometry**

Small pulley		Large pulley	
Pitch diameter	dwk 76,39 mm	Pitch diameter	dwg 76,39 mm
Number of teeth	zk 48	Number of teeth	zg 48
Speed	nk 1415,00 rpm	Speed	ng 1415,00 rpm
Transmission ratio	i 1,00	Required belt length	Lwgef mm
Centre distance	a 325,00 mm	Belt length	Lw 890,00 mm

**Power**

Small pulley		Large pulley	
Torque	Mk 10,10 Nm	Torque	Mg 10,10 Nm
Transmission power	P 1,497 kW	Required belt width	bgef 25,00 mm
Given service factor	C0gef 1,20 Aid	Service condition	Average loading

**Result**

Calculated belt width		Total span tension	
ber	14,95 mm	Fu	264,49 N
baus	25,00 mm	Fv	275,60 N
Overall service factor	C0er 2,13	Static belt tension	Fstat 137,80 N
Power rating	Pr 3,18 kW	Ideal value frequency	f 61,94 Hz

CONTI HTD 890 - 5M - 25 - SYNCHROBELT

Obr. 8.13 Transmission Designer 5.0 od firmy Continental s mými hodnotami

V první části neboli v údajích o řemenu jsem zvolil typ řemenu Synchronbelt, který je základním modelem, pro naše použití však plně dostačujícím. Dále jsem zvolil typ HTD s roztečí 5 mm. V druhé části neboli v údajích o řemenicích a uspořádání volím velikosti řemenic (počty zubů nám software vypíše sám). Jelikož mám převodový poměr roven jedné, je práce snazší, protože řemenice musí mít stejný průměr částečně daný předběžným návrhem vřetene. Čím však volíme větší řemenice, tím nám klesá obvodová síla a s ní i celková předepínací síla, což je víc než žádoucí. I když se odkazují na předběžný návrh vřetene, který bude teprve v následující kapitole nelze kapitoly jednoduše přehodit. Vše zde souvisí se vším a návrhy včetně výpočtů je pro dosažení ideálního stavu většinou nutno několikrát přepočítat. V mém případě jsou otáčky na obou řemenicích určeny jmenovitými otáčkami motoru (1395 ot/min), jelikož při těchto otáčkách je zde maximální krouticí moment. Osová vzdálenost je navržena s přihlédnutím na předběžný návrh vřetene a na rozměry motoru. V třetí části neboli v zadání parametrů výkonu je potřeba definovat krouticí moment nebo přenášený výkon, požadovaný provozní součinitel a provozní podmínky. Stejně jako u otáček jsou krouticí momenty v mém případě na obou řemenicích stejné a odpovídají maximálnímu krouticímu momentu motoru (10,1 Nm). Přenášený výkon je zde výkon motoru, což je 1,5 kW. Ten si však software při zadání krouticího momentu vypočte sám. Provozní součinitel se vybírá v tabulce dle druhu použití řemenu. Vybírám součinitel pro soustruhy s nízkým startovacím krouticím momentem a s dobou provozu kratší než 10 h/den. V provozních podmínkách vyberu střední zatížení. V poslední části neboli ve výsledcích výpočtu se zobrazuje vypočtená minimální šířka pásu a zvolená šířka. Tu jsem zvolil 25 mm z důvodu volby řemenic. Dále nám program vypočetl obvodovou sílu 264,49 N, celkovou předepínací sílu 275,6 N, statickou sílu ve větvi 137,8 N a vlastní frekvenci větve řemenu 61,94 Hz. Na základě těchto všech hodnot nám program vybral nejvhodnější řemen a to CONTI HTD 890 - 5M - 25 SYNCHROBELT. K němu jsem následně (dle průměru řemenic, šířky a rozteče řemenu) zvolil dvě řemenice 48-05M-25 (obr. 8.14). [49]

Pro aplikace  
do řemenic  
**TYMA**

# Ozubené řemenice s válcovou dírou (bez díry)

## Pilot Bore Timing Pulleys

# 5 M

**TUV**  
SUD  
CERTIFIED  
ISO 9001

Figur 6F

Figur 6W

### Typ 5M - Pro řemeny HTD 5M (resp. 5RPP) - rozteč 5,0mm / For belts HTD 5M (5RPP) - Pitch 5,0mm

Zubů	Šíř.r.	Označení / Obj.č.	Typ	* Mat.	Dp	De	Df	Dm	Di	F	L	d	m
Teeth	Width	Part.No.	Fig.		[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
48	9	48-05M-09	6W	AL	76,39	75,25	-	45,00	-	14,5	25,5	8,0	0,182
	15	48-05M-15	6W	AL	76,39	75,25	-	38,00	-	20,5	30,0	8,0	0,187
	25	48-05M-25	6W	AL	76,39	75,25	-	38,00	-	30,5	40,0	8,0	0,275

\* Materiál: ST = ocel, AL = slitina hliníku / ST = steel, AL = Aluminium

Obr. 8.14 Řemenice 48 z katalogu řemenic 5M od firmy TYMA CZ [49]

### 8.3. Konstrukce vřetena

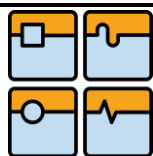
Úlohou vřetena je zaručit obrobku (u soustruhů) nebo nástroji (u frézky, vrtačky, brusky) přesný otáčivý pohyb, tzn. takový pohyb, při kterém se dráhy jednotlivých bodů obrobků nebo nástroje liší od kružnice jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je shodná s funkcí kruhového vedení a vřeteno se od něho liší pouze tvarem. Konec vřetena vyčnívající ze skříně vřeteníku se nazývá přední konec. Tento konec je vhodně upraven pro nasazení nebo upnutí obrobku či nástroje. Úprava závisí na druhu stroje a je obvykle normalizována či splňuje nějaký výrobní standart. Druhý konec vřetena se nazývá zadní. Vřetena u CNC obráběcích strojů jsou staticky určité uložena převážně ve valivých ložiskách (99%). Zbývající část (1%) je uložena v rotačních hydrostatických ložiskách. Ložiska, která jsou blíže k přednímu konci vřetena, se nazývají přední neboli hlavní a mají nejdůležitější vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena. Ložiska, která jsou uložena v zadní části vřetene, se nazývají zadní ložiska. Přední uložení bývá většinou axiálně nehybné, kdežto zadnímu uložení je dovolen axiální pohyb vlivem tepelné roztažnosti vřetena. Jelikož vřeteno představuje velmi důležitý prvek ve skladbě obráběcích strojů, jsou na konstrukční provedení kladeny náročné požadavky. [4]

Požadavky na konstrukční provedení:

- vysoká přesnost chodu - určena velikostí radiálního a axiálního házení (dovolené odchylky jsou závislé na druhu stroje a požadované přesnosti výroby)
- dokonalé vedení - nesmí dojít ke změně polohy vřetena v prostoru, při změně směru a smyslu zatížení
- co nejmenší ztráty v uložení vřetena - zahrnujeme zde účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce
- vřeteno musí být dostatečně tuhé (předeprnuté) - jeho deformace spolu s přesností chodu má rozhodující vliv na přesnost práce obráběcího stroje
- schopnost vymezování vůle vřetena v uložení - z důvodu vůle vzniklé opotřebením (dodatečný požadavek)
- provozní spolehlivost a dlouhodobá životnost

[4]

Jak bylo zmíněno v kapitole Volba motoru, vřeteno bude uloženo ve třech radiálních kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem. Dvě ložiska budou sloužit jako hlavní a jedno jako zadní. Vzhledem k velikosti stroje přední konec vřetena opatřím normalizovaným koncem s krátkým kuželem 3 ČSN ISO 702/1. Zároveň bych měl umožnit upnutí hrotu pro soustružení mezi hroty. To provedu pomocí vnitřního kužele Morse 3. Na normalizovaný kužel 3 ČSN ISO 702/1 bude upnuto univerzální sklíčidlo. Jelikož jsem hledal českého výrobce nebo alespoň společnost se zastoupením v České republice, rozhodl jsem se pro firmu TOS Svitavy, která se zabývá výrobou těchto součástí. Z jejich nabídky je potřeba vybrat samostředící univerzální sklíčidlo s mezipřírubou vhodnou pro připojení k našemu normalizovanému konci. Máme tedy na výběr mezi průměrem sklíčidla 100 a 125 mm. Protože máme maximální točný průměr nad suportem 120 mm je zřejmé, že sklíčidlo o průměru 125 mm použít nemůžeme. Volím tedy model IUG 100/3-1-A3-243809.0 103133 s 100 mm průměrem. Jedná se o tříčelistvé

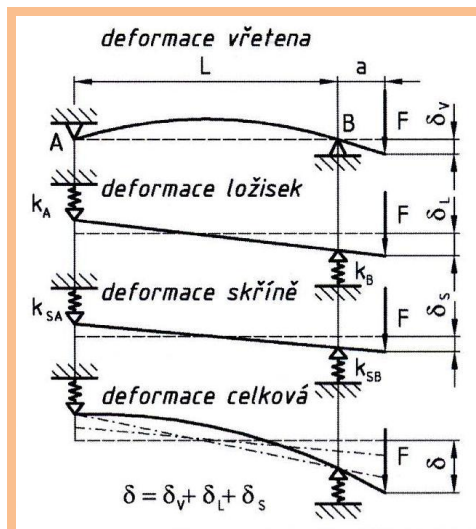


sklíčidlo z řady SUPERIOR vhodné i pro přesné soustružení. Různým nastavením čelistí lze v tomto sklíčidle upnout kulatiny o průměru 3 až 76 mm. U trubkových polotovarů lze při upínání za vnitřní průměr upnout obrobky od 23 po 98 mm vnitřního průměru. Vřeteno bude duté a bude tak možné prostrčit obrobek skrz stroj a obrábět konce dlouhých polotovarů. Sklíčidlo má sice průchod 23 mm, avšak díky vnitřnímu kuželu Morse 3 není možné mít ve vřetenu průchod více jak 19 mm. Pokud se podíváme do kapitoly Malé soustružnické stroje, tak zjistíme, že průchody vřetene se u těchto strojů pohybují nejčastěji mezi 16 až 20 mm. U strojů s vnitřním kuželem Morse 3 se dostaneme na zde uvedenou nižší hranici. Proto jako průchod vřetene volíme právě 16 mm. Na zadním konci vřetena bude připevněna řemenice pro přenos kroutičního momentu od motoru na vřeteno. Použijí těsné pero a zajištění pojistným kroužkem. Jak již bylo řečeno, hlavní ložiska musí být uložena axiálně nehybně. Proto budou vnitřním průměrem opřeny o osazení vřetene. Vnější průměrem budou z jedné strany přiléhat na osazení tubusu a z druhé na přírubu přišroubovanou k tubusu. Zadnímu ložisku by měl být umožněn axiální pohyb vlivem tepelné roztažnosti vřetena a zároveň musíme nějakým způsobem docílit předpětí ložisek. Zadní ložisko bude tedy na vnějším průměru opřeno o osazení tubusu pouze z jedné strany a na vnitřním průměru bude stahováno pomocí KM matice. Celý tubus se nakonec vloží a přišroubuje do rámu vřetena. [4, 48]

### 8.3.1. Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky

V požadavcích na konstrukční provedení vřeten je uvedeno, že vřeteno musí být dostatečně tuhé, jelikož jeho deformace spolu s přesností chodu mají rozhodující vliv na přesnost obráběcího stroje. Obvykle se udává tuhost vřetena na jeho předním konci, neboť právě deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce. Pro každé uložení vřetena lze vypočítat optimální vzdálenost ložisek, pro kterou bude deformace na předním konci vřetena nejmenší. [4]

Celková deformace vřetena je dána součtem dílčích deformací vřetena, ložisek a tělesa skříně (vřeteníku) dle obrázku 8.15. [1, 4]



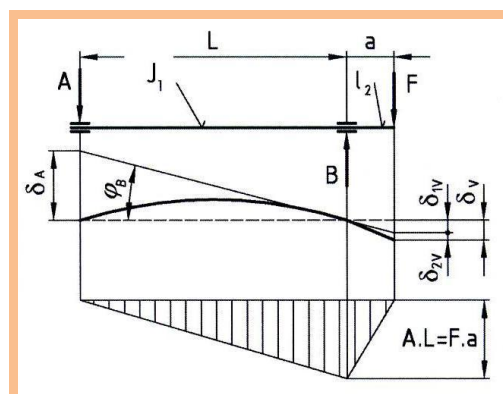
Obr. 8.15 Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně [4]



Pro celkovou deformaci tedy platí vzorec:

$$\delta = \delta_v + \delta_L + \delta_s$$

Velikost dílčí deformace vřetena  $\delta_v$  můžeme definovat (za předpokladu dokonale tuhých ložisek) podle obrázku 8.16. [1, 4]



**Obr. 8.16** Velikost dílčí deformace vřetena [4]

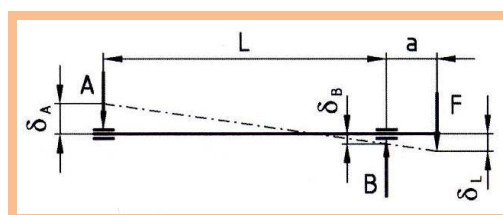
Vřeteno se poté rozdělí na dvě části – na část mezi ložisky o délce L a kvadratického momentu průřezu  $J_1$  a na převislý konec o délce a a kvadratického momentu průřezu  $J_2$ . Průhyb způsobený silou F lze na konci převislého konce vřetena vyjádřit jako: [1, 4]

$$\delta_v = \delta_{1v} + \delta_{2v}$$

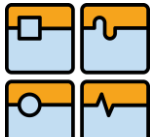
Složka  $\delta_{1v}$  je složka průhybu způsobená deformací vřetena mezi ložisky a  $\delta_{2v}$  je průhyb převislého konce vřetena.  $\delta_A$  je myšlený průhyb části vřetena mezi ložisky pro případ, že by zmíněná část byla v ložisku B vetknuta a na konci A zatížena reakcí ložiska A. Výsledný průhyb vřetena na jeho konci v místě působení síly F lze pak vyjádřit jako: [1, 4]

$$\delta_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right)$$

Tuhost vřetena je také ovlivněna tuhostí uložení tzn. deformacemi obou ložisek způsobenými reakcemi. Pokud známe tuhost ložiska  $k_A$ ,  $k_B$  nebo jejich poddajnost  $C_A$ ,  $C_B$ , můžeme vyjádřit vliv jejich deformace na úhrnnou deformaci vřetena (za předpokladu dokonale tuhého vřetena) dle obrázku 8.17. [1, 4]



**Obr. 8.17** Vliv poddanosti ložisek [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 65
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pro vliv poddajnosti ložisek tedy platí:

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

Poslední část celkové deformace je deformace způsobená poddajností skříně (tělesa vřeteníku)  $\delta_S$ . Vzhledem k tomu, že skříně bývají většinou složitých tvarů, tak nemůžeme napsat obecný vzorec pro jejich deformaci. Na určení této deformace se používá většinou metoda konečných prvků (MKP). Výsledná deformace na konci vřetena a ložisek tedy bude: [1, 4]

$$\delta = \delta_V + \delta_L$$

Po dosazení deformace vřetena  $\delta_V$  a deformace ložisek  $\delta_L$  dostaneme:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a+L)^2 \cdot C_B]$$

Z tohoto výrazu vyplývá, že se zvětšující se vzdáleností  $L$  se nám zvětšuje deformace vřetene  $\delta_V$ , ale zároveň se nám bude zmenšovat deformace ložisek  $\delta_L$ . Proto bude pro každé vřeteno a způsob uložení existovat optimální vzdálenost ložisek  $L$ , při které bude celková deformace nejmenší. [1, 4]

Optimální vzdálenost ložisek zjistíme, když výslednou deformaci (předchozí rovnici) derivujeme podle  $L$  a tuto derivaci položíme rovnu nule. [1]

$$\frac{\partial \delta}{\partial L} = -\frac{2a^2}{L^3} \cdot (C_A + C_B) - \frac{2a}{L^2} \cdot C_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} = 0$$

Úpravou vznikne kubická rovnice: [1]

$$L^3 + \frac{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot L}{a} \cdot C_B - 6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B) = 0$$

Rovnice odpovídá tvaru: [1]

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

$$\text{kde} \quad q = -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot C_B \quad r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B)$$

Rovnice má 3 kořeny, ze kterých je pouze jeden ( $x_1$ ) reálný: [1]

$$x_1 = u + v$$

$$\text{kde} \quad u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} \quad v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} \quad z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3$$

Při našem výpočtu optimální vzdálenosti ložisek využijeme pro dosazení posledních šest rovnic, to jest  $q$ ,  $r$ ,  $x_1$ ,  $u$ ,  $v$  a  $z$ .



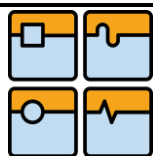
Při pohledu na výše zmíněných šest rovnic zjistíme, že optimální vzdálenost ložisek je závislá na materiálu, neboli na jeho modulu pružnosti v tahu  $E$ , a také na kvadratickém momentu průřezu  $J_1$ . Ten je dán průřezem vřetena na vzdálenosti  $L$  neboli mezi ložisky. V mém případě se jedná o dutý válec, který má průřez vřetena pod hlavními ložisky proměnlivý vlivem vnitřního Morse kužele. Toto idealizuji a budu při výpočtu předpokládat, že vřeteno má na vzdálenosti mezi ložisky konstantní průřez a tím i konstantní kvadratický moment průřezu  $J_1$ .

Dále je nutné znát tuhosti ložisek. Ty jsou závislé na předpětí ložisek a proto je nutné ložiska nejprve předběžně zvolit. Ve výpočtu vřetena vzhledem k jeho meznímu stavu pružnosti a následných nebezpečných průřezích pak ověříme, zda jsme provedli dobře návrh vřetena. Ve výpočtu trvanlivosti ložisek poté ověříme, zda naše předběžně zvolená ložiska vyhovují. Pokud by se tak nestalo, museli bychom vřeteno včetně ložisek navrhnout znovu. Jak již bylo zmíněno, vřeteno bude obsahovat tři speciální vřetenová ložiska (radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem). Rozhodl jsem se pro firmu FAG. Od roku 2001 totiž patří FAG do skupiny Schaeffler Group, jejíž české zastoupení Schaffler CZ s.r.o. najdeme v Praze. Společnost Schaeffler Group vyvíjí a vyrábí pod značkami INA a FAG celosvětově kvalitní valivá ložiska, kluzná ložiska, lineární vedení a prvky motorů ke konstrukci strojů, pro letectví a kosmonautiku a pro automobilový průmysl. Jako přední ložiska volím dva kusy B7209-E-T-P4S a jako zadní jeden kus B7208-E-T-P4S. Jsou to jejich standardní ložiska, mají ocelové kuličky, spadají do těžké řady a jejich stykový úhel je  $25^\circ$ . Další parametry jsou vidět na obrázku 8.18. Zpět k tuhosti a předpětí ložisek. Předepnutím ložisek docílíme zvýšení jejich tuhosti a pracovní přesnosti vřetena vlivem bezvúlového uložení. Předpětí ložisek s kosoúhlým stykem výrobci udávají většinou ve třech stupních a to L - lehké, M - střední a H - těžké. Druh předpětí a uspořádání ložisek omezuje dosažitelné otáčky. Ovšem v našem případě, kdy naše ložiska mají i při mazání tukem 15000 a 17000 ot/min a my potřebujeme pouze 4000 ot/min, můžeme tento výpočet zanedbat. Se zvyšující se silou předpětí však roste tuhost. Já jsem zvolil lehké předpětí. Protože mám dva různé typy ložisek a nemohu jednoduše docílit různých předpětí, musím brát to větší. Poté si v katalogu ložisek najdu axiální tuhost odpovídající lehkému předpětí. Hodnotu axiální tuhosti, v našem případě na zadním ložisku, nebudu nikterak přepočítávat, i když vím, že bude vyšší z důvodu vyšší síly předpětí. Rozdíl je totiž minimální a nemá tak vliv na výsledek. Na naše ložiska bude tedy působit předpětí 270 N. Hlavní ložisko bude mít axiální tuhost  $121,6 \text{ N}/\mu\text{m}$  a zadní  $114,2 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Z axiální tuhosti následně vypočteme radiální dle stykového úhlu. Protože jsem vybral ložiska se stykovým úhlem  $25^\circ$ , která jsou výrobcem doporučována i pro vřetena soustruhů, je radiální tuhost dle katalogu FAG přibližně dvojnásobkem tuhosti axiální. Pokud jsou ložiska uspořádána do sad, pak se hodnoty axiální a radiální tuhosti zvětšují dle obrázku 8.19. Jak vidíme, u našeho uspořádání se nic nemění. [4, 43]

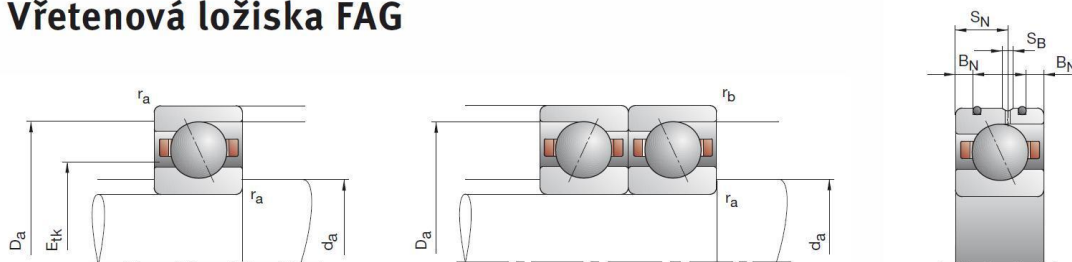
Výpočet radiální tuhosti z axiální tuhosti:

$$k_R = 6 \cdot k_A \quad \text{pro} \quad \alpha = 15^\circ$$

$$k_R = 2 \cdot k_A \quad \text{pro} \quad \alpha = 25^\circ$$



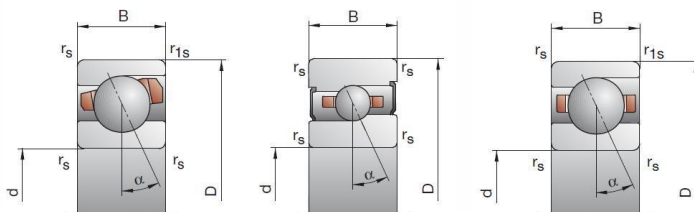
## Vřetenová ložiska FAG



označení	rozměr					montážní rozměry				rozměry DLR				únosnost	
	d	D	B	r <sub>smin</sub>	r <sub>1smin</sub>	d <sub>a</sub> h12	D <sub>a</sub> H12	r <sub>a</sub> max	r <sub>b</sub> max	B <sub>N</sub>	S <sub>N</sub>	S <sub>B</sub>	E <sub>ik</sub> nom.	C <sub>dyn</sub>	C <sub>0stat</sub>
FAG	mm													kN	
B7208-E-T-P4S	40	80	18	1,10	1,10	48	72	1,0	1,0				56,7	30,50	21,60
B7209-E-T-P4S	45	85	19	1,10	1,10	52,5	78	1,0	1,0				61,8	32,00	23,60

## B718..C/E, B719, B70, B72 HS719..C/E, HS70

C: stykový úhel  $\alpha = 15^\circ$   
E: stykový úhel  $\alpha = 25^\circ$



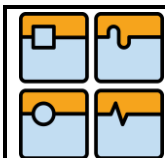
dosažitelné otáčky**		síla předpětí F <sub>y</sub>			síla pro odtržení*** K <sub>aE</sub>			axiální tuhost*** c <sub>a</sub>			utěsněné provedení*	hmotnost	označení
tuk	olej	L	M	H	L	M	H	L	M	H		kg	FAG
min <sup>-1</sup>	minimální	N						N/μm					
17 000	28 000	259	912	1 925	764	2 796	6 112	114,2	185,5	253,8	•	0,37	B7208-E-T-P4S
15 000	24 000	270	955	2 016	796	2 916	6 388	121,6	197,3	270,0	•	0,41	B7209-E-T-P4S

Obr. 8.18 Vřetenová ložiska FAG [43]

Způsob uspořádání (sada)	Tuhost	
	axiální	radiální
	k <sub>A</sub>	k <sub>R</sub>
	1,64 · k <sub>A</sub>	1,36 · k <sub>R</sub>
	2 · k <sub>A</sub>	2 · k <sub>R</sub>

Pozn.: Axiální síla působí v ose, radiální síla působí na střed sady.

Obr. 8.19 Axiální a radiální tuhost sad [4]



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Znamé hodnoty:

Modul pružnosti v tahu pro ocel:	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Délka předního konce vřetena:	$a = 61 \text{ mm} = 0,061 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena:	$d = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena:	$D = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$
Axiální tuhost zadního ložiska:	$k_{AA} = 114,2 \text{ N}/\mu\text{m} = 114,2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$
Axiální tuhost předního ložiska:	$k_{AB} = 121,6 \text{ N}/\mu\text{m} = 121,6 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$
Radiální tuhost zadního ložiska:	$k_{RA} = 2 \cdot k_{AA} = 228,4 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$
Radiální tuhost předního ložiska:	$k_{RB} = 2 \cdot k_{AB} = 243,2 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$

Finální výpočet:

Poddajnost zadního ložiska A:

$$C_A = \frac{1}{k_{RA}} = \frac{1}{228,4 \cdot 10^6} = \underline{\underline{4,38 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}}}$$

Poddajnost předního ložiska B:

$$C_B = \frac{1}{k_{RB}} = \frac{1}{243,2 \cdot 10^6} = \underline{\underline{4,11 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}}}$$

Kvadratický moment průřezu vřetene na vzdálenosti L neboli mezi ložisky:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (0,045^4 - 0,016^4) = \underline{\underline{1,981 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4}}$$

Řešení kubické rovnice:

$$q = -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{a} \cdot C_B = -\frac{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,981 \cdot 10^{-7}}{0,061} \cdot 4,11 \cdot 10^{-9} = \underline{\underline{-1,68 \cdot 10^{-2}}}$$

$$r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_A + C_B) = -6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 1,981 \cdot 10^{-7} \cdot (4,38 \cdot 10^{-9} + 4,11 \cdot 10^{-9}) = \underline{\underline{-2,12 \cdot 10^{-3}}}$$

$$z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3 = \frac{1}{4}(-2,12 \cdot 10^{-3})^2 + \frac{1}{27}(-1,68 \cdot 10^{-2})^3 = \underline{\underline{9,46 \cdot 10^{-7}}}$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{9,46 \cdot 10^{-7}}} = \underline{\underline{0,127}}$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{9,46 \cdot 10^{-7}}} = \underline{\underline{0,044}}$$

Reálný kořen rovnice:

$$x_1 = u + v = 0,127 + 0,044 = \underline{\underline{0,171 \text{ m}}}$$

$$x_1 = \underline{\underline{171 \text{ mm}}} \Rightarrow L = \underline{\underline{171 \text{ mm}}}$$

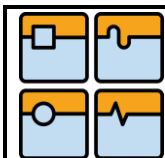
Optimální vzdálenost ložisek odpovídá reálnému kořenu rovnice  $x_1$  tj. 171 mm.

### 8.3.2. Výpočet vřetena vzhledem k jeho meznímu stavu pružnosti

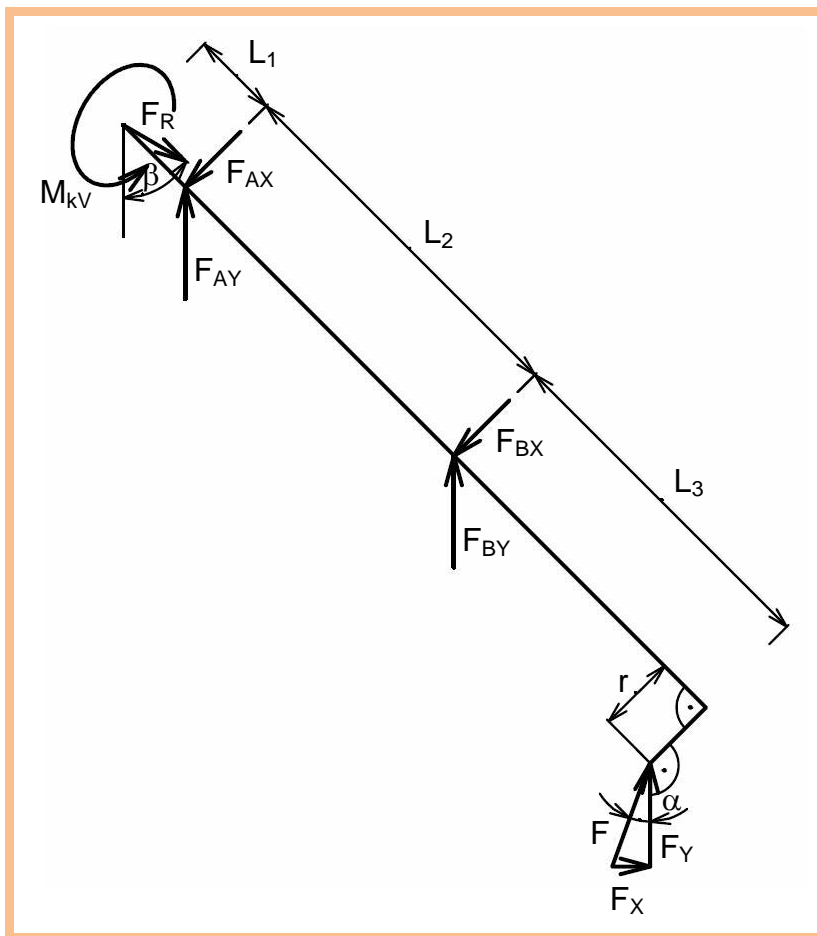
Po výpočtu optimální vzdálenosti ložisek je potřeba ověřit, zda naše předběžně navrhnuté vřeteno snese předpokládané maximální zatížení. Náš CNC soustruh může vykonávat různé druhy operací, při nichž bude čelit pokaždé jinému zatížení. Musíme tedy zvolit operaci, při které bude zajištěno maximální namáhání. Je tedy zřejmé, že musíme počítat s maximálním možným krouticím momentem na vřetenu. Ten vypočteme jako jmenovitý krouticí moment na motoru krát celková účinnost (viz níže). Působíště sil ložisek je standardně v jejich osách. Na předním konci vřetena se nachází dvě ložiska, která pro zjednodušení uvažuji jako jedno velké ložisko. Působíště síly na noži je proměnná veličina. Musím ji tedy umístit do určité vzdálenosti, tak aby mi vzniklo co nejvyšší možné namáhání vřetena. Toho dosáhnou, když působíště síly bude co nejdále od sklíčidla. Zásadou soustružení je, že obrobek by neměl ze sklíčidla vyčnívat více jak dva průměry obrobku bez použití koníku. Naše zvolené sklíčidlo má průměr průchozí díry 23 mm. Pokud tuto hodnotu vynásobíme dvěma, dostaneme 46 mm obrobku, které mohou vylézat ze sklíčidla. Nyní dle tloušťky hlavního ložiska, návrhu vřetene, rozměrů normalizovaného konce vřetene s krátkým kuželem, rozměrů zvoleného sklíčidla a vypočítané délky převisu obrobku mohu vypočíst vzdálenost síly na noži od osy hlavního ložiska (viz níže). Další neznámou je průměr na jakém bude řezná síla působit. Může se zdát, že bych měl zvolit zmíněných 23 mm. Z následujících výpočtů však plyne, že při použití maximálního krouticího momentu vřetena na co nejmenší průměr obrobku bude radiální síla největší. Zvolíme tedy charakteristický průměr 10 mm (pro představu například osazení na začátku obrobku). Rameno síly je pak polovina neboli 5 mm. Axiální sílu vzniklou při obrábění tohoto charakteristického obrobku z výpočtu vynecháme, jelikož budeme předpokládat, že ji celou ponese hlavní ložisko. Úhel řezné síly závisí na geometrii břitu. Protože nevím, jaké nože (břitové destičky) budou na soustruhu používány, musím tento úhel odhadnout. Volím 20°. V neposlední řadě je potřeba zvolit materiál vřetena. Volím 14 220.4, který je určen k cementování, kyanování a objemovému tváření. Tato ocel je vhodná pro hřídele, ozubená kola, šneky atd. a hlavně právě pro vřetena obráběcích strojů. [3]

#### Známe hodnoty:

Maximální krouticí moment na motoru:	$M_{KM} = 10,1 \text{ Nm}$
Maximální krouticí moment na vřetenu:	$M_{KV} = M_{KM} \cdot \eta = 10,3 \cdot 0,96 = 9,7 \text{ Nm}$
Rameno síly:	$r = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Charakteristický úhel destičky:	$\alpha = 20^\circ$
Vzdálenosti mezi působíšti sil:	$L_1 = 18/2 + 15 + 40/2 = 44 \text{ mm}$ $L_2 = L = 171 \text{ mm}$ $L_3 = 19 + 31 + 67 + 17 + 46 = 180 \text{ mm}$
Osová vzdálenost řemenic:	$c = 325 \text{ mm}$
Vodorovná vzdálenost osy motoru od osy vřetene:	$a = 172,5 \text{ mm}$
Celková síla od řemenice:	$F_R = 275,6 \text{ N}$

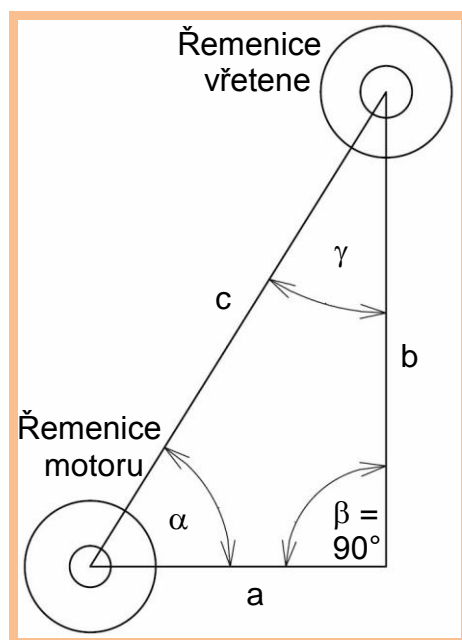


## DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 8.20 Síly na vřetenu

Uspořádání řemenového převodu pro výpočet složek síly od řemene pomocí úhlu  $\gamma$  je na obrázku 8.21.



Obr. 8.21 Uspořádání řemenového převodu



Výpočet složek síly od řemene:Výpočet úhlu  $\gamma$ :

$$\sin \gamma = \frac{a}{c} = \frac{172,5}{325} \Rightarrow \gamma = \underline{\underline{32,057^\circ}}$$

Výpočet složek sil od řemene:

$$F_{RX} = \sin \gamma \cdot F_R = \sin 32,057 \cdot 275,6 = \underline{\underline{146,28 \text{ N}}}$$

$$F_{RY} = \cos \gamma \cdot F_R = \cos 32,057 \cdot 275,6 = \underline{\underline{233,58 \text{ N}}}$$

Výpočet řezných sil:Výpočet radiální síly  $F_Y$  z podmínky nulového momentu v soustavě:

$$\sum M_Z = 0$$

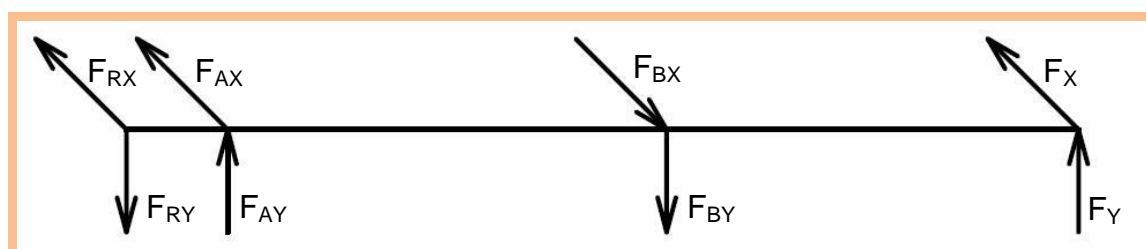
$$M_{kv} = F_Y \cdot r \Rightarrow F_Y = \frac{M_{kv}}{r} = \frac{9,7}{0,005} = \underline{\underline{1940,4 \text{ N}}}$$

Výpočet radiální síly  $F_X$  při předpokládaném úhlu břitu  $\alpha = 20^\circ$ :

$$F_X = \tan \alpha \cdot F_Y = \tan 20 \cdot 1940,4 = \underline{\underline{706,25 \text{ N}}}$$

Celková radiální síla  $F$ :

$$F = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} = \sqrt{706,25^2 + 1940,4^2} = \underline{\underline{2064,94 \text{ N}}}$$

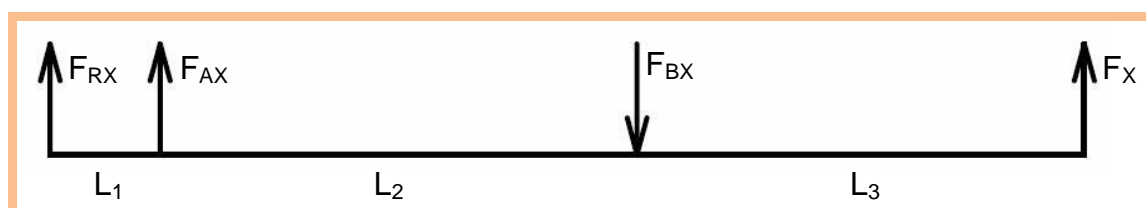
Úplné uvolnění:

Obr. 8.22 Úplné uvolnění

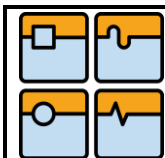
$$NP = \{F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}\}$$

$$\mu = 4 = v = 4 \Rightarrow \text{staticky určité}$$

Rovina X-Z:



Obr. 8.23 Rovina X-Z



$$\sum F_x = 0$$

$$F_{RX} + F_{AX} - F_{BX} + F_X = 0$$

$$F_{AX} = F_{BX} - F_X - F_{RX}$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$F_{AX} \cdot L_1 - F_{BX} \cdot (L_1 + L_2) + F_X \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$(F_{BX} - F_X - F_{RX}) \cdot L_1 - F_{BX} \cdot (L_1 + L_2) + F_X \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$(-F_X - F_{RX}) \cdot L_1 + F_{BX} \cdot L_1 - F_{BX} \cdot (L_1 + L_2) + F_X \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

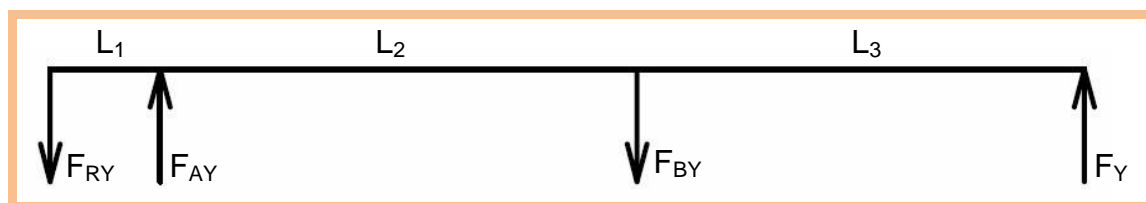
$$F_{BX} \cdot (L_1 + L_2) - F_{BX} \cdot L_1 = F_X \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - (F_X + F_{RX}) \cdot L_1$$

$$F_{BX} = \frac{F_X \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - (F_X + F_{RX}) \cdot L_1}{L_2}$$

$$F_{BX} = \frac{706,25 \cdot (44 + 171 + 180) - (706,25 + 146,28) \cdot 44}{171} = \underline{\underline{1412,03 \text{ N}}}$$

$$F_{AX} = 1412,03 - 706,25 - 146,28 = \underline{\underline{559,5 \text{ N}}}$$

Rovina Y-Z:



**Obr. 8.24** Rovina X-Z

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_Y - F_{BY} + F_{AY} - F_{RY} = 0$$

$$F_{BY} = F_Y + F_{AY} - F_{RY}$$

$$\sum M_X = 0$$

$$F_{AY} \cdot L_1 - F_{BY} \cdot (L_1 + L_2) + F_Y \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

$$F_{AY} \cdot L_1 - (F_Y + F_{AY} - F_{RY}) \cdot (L_1 + L_2) + F_Y \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0$$

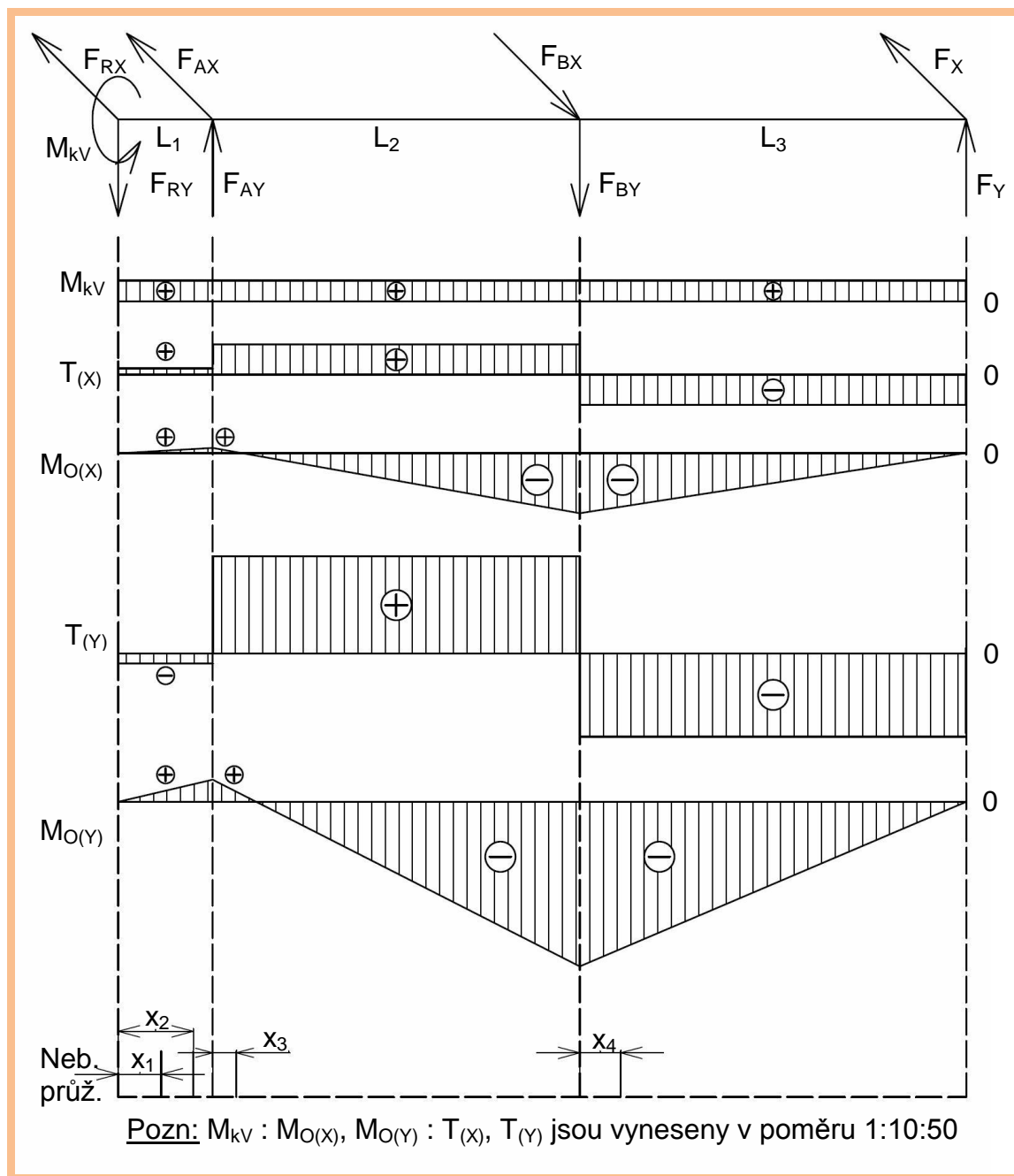
$$F_{AY} \cdot L_1 - F_{AY} \cdot (L_1 + L_2) = -F_Y \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + (F_Y - F_{RY}) \cdot (L_1 + L_2)$$

$$F_{AY} = \frac{-F_Y \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + (F_Y - F_{RY}) \cdot (L_1 + L_2)}{-L_2}$$

$$F_{AY} = \frac{-1940,4 \cdot (44 + 171 + 180) + (1940,4 - 233,58) \cdot (44 + 171)}{-171} = \underline{\underline{2336,21 \text{ N}}}$$

$$F_{BY} = 1940,4 + 2336,21 - 233,58 = \underline{\underline{4043,04 \text{ N}}}$$



Průběhy výsledných vnitřních účinků:**Obr. 8.25** Průběhy výsledných vnitřních účinků

V obrázku průběhů výsledných vnitřních účinků byl poměr vynesení proveden z důvodu rozměrů celého obrázku. Přesné hodnoty nebyly po bocích vypsány z důvodu přehlednosti. Jsou v něm vyneseny i vzdálenosti nebezpečných průřezů, které budou využívány na následujících stránkách. Ve výpočtech nebezpečných průřezů se bude postupovat právě dle obrázku 8.23, avšak znaménková konvence nemající vliv na vektorový součet ohybových momentů a tím ani na redukované napětí bude volena podle situace tak, aby výpočet byl co nejjednodušší bez zbytečných záporných znamének.

### Nebezpečný průřez 1:

#### Znamé hodnoty:

Rameno síly:	$x_1 = 40/2 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena:	$d_1 = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena:	$D_1 = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena po osazení:	$D_{O1} = 33 \text{ mm} = 0,033 \text{ m}$
Poloměr zaoblení:	$r_1 = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$
Mez kluzu oceli 14 220.4:	$Re = 590 \text{ MPa}$

Pozn.: Beru  $D_{O1} = 33 \text{ mm}$  místo  $35 \text{ mm}$  z důvodu zeslabení průměru závitem.  
Ostatní známé hodnoty viz výpočty výše (platí i pro ostatní n. průřezy).

#### Výpočet:

Výpočet poměrů pro určení součinitelů:

$$\frac{D_{O1}}{D_1} = \frac{33}{30} = 1,1 \text{ mm} \quad \frac{r_1}{D_1} = \frac{1}{30} = 0,03 \text{ mm}$$

Tvarový součinitel:

$$\alpha_{\sigma 1} = 2,15 \quad \alpha_{\tau 1} = 1,4$$

Ohybový moment ve směru X:

$$M_{OX1} = F_{RX} \cdot x_1 = 146,28 \cdot 0,02 = 2,93 \text{ Nm}$$

Ohybový moment ve směru Y:

$$M_{OY1} = F_{RY} \cdot x_1 = 233,58 \cdot 0,02 = 4,67 \text{ Nm}$$

Vektorový součet momentů:

$$M_{O1} = \sqrt{M_{OX1}^2 + M_{OY1}^2} = \sqrt{2,93^2 + 4,67^2} = 5,51 \text{ Nm}$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{M_{O1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}} = \frac{5,51}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,03^4 - 0,016^4}{0,03}} = 2262491 \text{ Pa} = 2,26 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí v krutu:

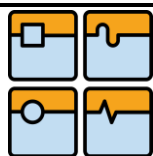
$$\tau_{K1} = \frac{M_{KV}}{W_{K1}} = \frac{M_{KV}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}} = \frac{9,7}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,03^4 - 0,016^4}{0,03}} = 1991176 \text{ Pa} = 1,99 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v ohybu:

$$\sigma_{OS1} = \sigma_{O1} \cdot \alpha_{\sigma 1} = 2,26 \cdot 2,15 = 4,86 \text{ MPa}$$

Skutečné napětí v krutu:

$$\tau_{KS1} = \tau_{K1} \cdot \alpha_{\tau 1} = 1,99 \cdot 1,4 = 2,79 \text{ MPa}$$



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Redukované napětí:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{OS1}^2 + 3 \cdot \tau_{KS1}^2} = \sqrt{4,86^2 + 3 \cdot 2,79^2} = \underline{\underline{6,85 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost pro průřez 1:

$$k_1 = \frac{Re}{\sigma_{red1}} = \frac{590}{6,85} = \underline{\underline{86,1}}$$

**Nebezpečný průřez 2:**Znamé hodnoty:

Rameno síly:	$x_2 = 40/2 + 15 = 35 \text{ mm} = 0,035 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena:	$d_2 = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena:	$D_2 = 33 \text{ mm} = 0,033 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena po osazení:	$D_{O2} = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$
Poloměr zaoblení:	$r_2 = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$
Mez kluzu oceli 14 220.4:	$Re = 590 \text{ MPa}$

Výpočet:

Výpočet poměrů pro určení součinitelů:

$$\frac{D_{O2}}{D_2} = \frac{40}{33} = \underline{\underline{1,21 \text{ mm}}} \quad \frac{r_2}{D_2} = \frac{1}{33} = \underline{\underline{0,03 \text{ mm}}}$$

Tvarový součinitel:

$$\alpha_{\sigma 2} = 2,3 \quad \alpha_{\tau 2} = 1,8$$

Ohybový moment ve směru X:

$$M_{OX2} = F_{RX} \cdot x_2 = 146,28 \cdot 0,035 = \underline{\underline{5,12 \text{ Nm}}}$$

Ohybový moment ve směru Y:

$$M_{OY2} = F_{RY} \cdot x_2 = 233,58 \cdot 0,035 = \underline{\underline{8,18 \text{ Nm}}}$$

Vektorový součet momentů:

$$M_{O2} = \sqrt{M_{OX2}^2 + M_{OY2}^2} = \sqrt{5,12^2 + 8,18^2} = \underline{\underline{9,65 \text{ Nm}}}$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{M_{O2}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2}} = \frac{9,65}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,033^4 - 0,016^4}{0,033}} = 2893970 \text{ Pa} = \underline{\underline{2,89 \text{ MPa}}}$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{K2} = \frac{M_{KV}}{W_{K2}} = \frac{M_{KV}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2}} = \frac{9,7}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,033^4 - 0,016^4}{0,033}} = 1455388 \text{ Pa} = \underline{\underline{1,46 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v ohybu:

$$\sigma_{OS2} = \sigma_{O2} \cdot \alpha_{\sigma2} = 2,89 \cdot 2,3 = \underline{\underline{6,66 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v krutu:

$$\tau_{KS2} = \tau_{K2} \cdot \alpha_{\tau2} = 1,46 \cdot 1,8 = \underline{\underline{2,62 \text{ MPa}}}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{OS2}^2 + 3 \cdot \tau_{KS2}^2} = \sqrt{6,66^2 + 3 \cdot 2,62^2} = \underline{\underline{8,06 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost pro průřez 2:

$$k_2 = \frac{Re}{\sigma_{red2}} = \frac{590}{8,06} = \underline{\underline{73,2}}$$

**Nebezpečný průřez 3:**

Znamé hodnoty:

Rameno síly:	$x_3 = 18/2 + 2 = 11 \text{ mm} = 0,011 \text{ m}$
Vzdálenosti mezi působišti sil:	$L_1 = 44 \text{ mm} = 0,044 \text{ m}$
Vnitřní průměr vřetena:	$d_3 = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena:	$D_3 = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$
Vnější průměr vřetena po osazení:	$D_{O3} = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$
Poloměr zaoblení:	$r_3 = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$
Mez kluzu oceli 14 220.4:	$Re = 590 \text{ MPa}$

Výpočet:

Výpočet poměrů pro určení součinitelů:

$$\frac{D_{O3}}{D_3} = \frac{45}{40} = \underline{\underline{1,13 \text{ mm}}} \quad \frac{r_3}{D_3} = \frac{1}{40} = \underline{\underline{0,03 \text{ mm}}}$$

Tvarový součinitel:

$$\alpha_{\sigma3} = 2,2 \quad \alpha_{\tau3} = 1,45$$

Ohybový moment ve směru X:

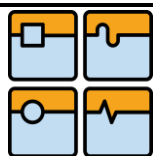
$$\begin{aligned} M_{OX3} &= F_{RX} \cdot (L_1 + x_3) + F_{AX} \cdot x_3 = 146,28 \cdot (0,044 + 0,011) + 559,5 \cdot 0,011 = \\ &= \underline{\underline{14,2 \text{ Nm}}} \end{aligned}$$

Ohybový moment ve směru Y:

$$\begin{aligned} M_{OY3} &= F_{RY} \cdot (L_1 + x_3) - F_{AY} \cdot x_3 = 233,58 \cdot (0,044 + 0,011) - 2336,21 \cdot 0,011 = \\ &= \underline{\underline{-12,85 \text{ Nm}}} \end{aligned}$$

Vektorový součet momentů:

$$M_{O3} = \sqrt{M_{OX3}^2 + M_{OY3}^2} = \sqrt{14,2^2 + (-12,85)^2} = \underline{\underline{19,15 \text{ Nm}}}$$



Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{O3} = \frac{M_{O3}}{W_{O3}} = \frac{M_{O3}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3}} = \frac{19,15}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,04^4 - 0,016^4}{0,04}} = 3128229 \text{ Pa} = \underline{\underline{3,13 \text{ MPa}}}$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{K3} = \frac{M_{KV}}{W_{K3}} = \frac{M_{KV}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3}} = \frac{9,7}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,04^4 - 0,016^4}{0,04}} = 792346 \text{ Pa} = \underline{\underline{0,79 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v ohybu:

$$\sigma_{OS3} = \sigma_{O3} \cdot \alpha_{\sigma3} = 3,13 \cdot 2,2 = \underline{\underline{6,88 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v krutu:

$$\tau_{KS3} = \tau_{K3} \cdot \alpha_{\tau3} = 0,79 \cdot 1,45 = \underline{\underline{1,15 \text{ MPa}}}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{OS3}^2 + 3 \cdot \tau_{KS3}^2} = \sqrt{6,88^2 + 3 \cdot 1,15^2} = \underline{\underline{7,16 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost pro průřez 3:

$$k_2 = \frac{Re}{\sigma_{red2}} = \frac{590}{7,16} = \underline{\underline{82,4}}$$

**Nebezpečný průřez 4:**

Znamé hodnoty:

Rameno síly:

$$x_4 = 19 \text{ mm} = 0,019 \text{ m}$$

Vzdálenosti mezi působišti sil:

$$L_1 = 44 \text{ mm} = 0,044 \text{ m}$$

$$L_2 = L = 171 \text{ mm} = 0,171 \text{ m}$$

Vnitřní průměr vřetena:

$$d_4 = 20,6 \text{ mm} = 0,0206 \text{ m}$$

Vnější průměr vřetena:

$$D_4 = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$$

Vnější průměr vřetena po osazení:

$$D_{O4} = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

Poloměr zaoblení:

$$r_4 = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$$

Mez kluzu oceli 14 220.4:

$$Re = 590 \text{ MPa}$$

*Pozn.: Beru  $d_4 = 20,6 \text{ mm}$  místo  $16 \text{ mm}$  z důvodu vnitřního Morse kužele.*

Výpočet:

Výpočet poměrů pro určení součinitelů:

$$\frac{D_{O4}}{D_4} = \frac{50}{45} = \underline{\underline{1,11 \text{ mm}}} \quad \frac{r_4}{D_4} = \frac{1}{45} = \underline{\underline{0,02 \text{ mm}}}$$

Tvarový součinitel:

$$\alpha_{\sigma4} = 2,4 \quad \alpha_{\tau4} = 1,55$$

Ohybový moment ve směru X:

$$M_{OX4} = F_{RX} \cdot (L_1 + L_2 + x_4) + F_{AX} \cdot (L_2 + x_4) - F_{BX} \cdot x_4 = 146,28 \cdot (0,044 + 0,171 + 0,019) + 559,5 \cdot (0,171 + 0,019) - 1412,03 \cdot 0,019 = \underline{\underline{113,71 \text{ Nm}}}$$

Ohybový moment ve směru Y:

$$M_{OY4} = F_{RY} \cdot (L_1 + L_2 + x_4) - F_{AY} \cdot (L_2 + x_4) + F_{BY} \cdot x_4 = 233,58 \cdot (0,044 + 0,171 + 0,019) - 2336,21 \cdot (0,171 + 0,019) + 4043,04 \cdot 0,019 = \underline{\underline{-312,41 \text{ Nm}}}$$

Vektorový součet momentů:

$$M_{O4} = \sqrt{M_{OX4}^2 + M_{OY4}^2} = \sqrt{113,71^2 + (-312,41)^2} = \underline{\underline{332,45 \text{ Nm}}}$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O4}}{W_{O4}} = \frac{M_{O4}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_4^4 - d_4^4}{D_4}} = \frac{332,45}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,045^4 - 0,0206^4}{0,045}} = 38868568 \text{ Pa} = \underline{\underline{38,87 \text{ MPa}}}$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{K4} = \frac{M_{KV}}{W_{K4}} = \frac{M_{KV}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_4^4 - d_4^4}{D_4}} = \frac{9,7}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,045^4 - 0,0206^4}{0,045}} = 567151 \text{ Pa} = \underline{\underline{0,57 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v ohybu:

$$\sigma_{OS4} = \sigma_{O4} \cdot \alpha_{\sigma4} = 38,87 \cdot 2,4 = \underline{\underline{93,29 \text{ MPa}}}$$

Skutečné napětí v krutu:

$$\tau_{KS4} = \tau_{K4} \cdot \alpha_{\tau4} = 0,57 \cdot 1,55 = \underline{\underline{0,88 \text{ MPa}}}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{OS4}^2 + 3 \cdot \tau_{KS4}^2} = \sqrt{93,29^2 + 3 \cdot 0,88^2} = \underline{\underline{93,3 \text{ MPa}}}$$

Bezpečnost pro průřez 4:

$$k_4 = \frac{Re}{\sigma_{red4}} = \frac{590}{93,3} = \underline{\underline{6,3}}$$

### Vyhodnocení:

Z porovnání vypočítaných bezpečností vyplývá, že nejmenší bezpečnost je 6,3 u čtvrtého průřezu. Jedná se o osazení u hlavního ložiska. Můžeme tedy konstatovat, že bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je 6,3. Celkově je vřeten dostatečně dimenzované na předpokládané zatížení. Při bezpečnosti 6,3 máme dostatečnou rezervu, takže i operace, které by byli o něco náročnější než náš předpoklad, vřeten bez problému zvládne.



### 8.3.3. Výpočet trvanlivosti ložisek a ověření na bod odlehnutí

V kapitole Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky jsem si musel předběžně zvolit ložiska, která použiji. Jak již bylo řečeno, jedná se speciální vřetenová ložiska (radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem) od firmy FAG a to dva kusy B7209-E-T-P4S (jako přední ložiska) a jeden kus B7208-E-T-P4S (jako zadní ložisko). Veškeré parametry těchto ložisek jsou ve zmíněné kapitole zobrazeny na obrázku 8.18. Nyní je potřeba ověřit, zda předběžně zvolená ložiska vyhovují vzhledem k trvanlivosti. Před výpočtem si stanovím podmínku, že jak přední (zde se jedná o trvanlivost sady) tak i zadní ložisko bude dostačující, pokud jeho trvanlivost bude vyšší než 20000 hodin. Náš malý CNC soustruh totiž nemusí být používán pouze k výukovým účelům, ale může klidně sloužit i v normální výrobě. Toto musíme brát v úvahu. Pokud by stroj pracoval při plném vytížení pouze v jednosměnném provozu, tzn. určitě ne více jak 7 hodin denně (seřízení, výměna obrobků) a pouze v pracovní dny, kterých na jeden rok připadá kolem 260, potřeboval by generální opravu skrz ložiska až po 11 letech. Pokud by však stroj pracoval při plném zatížení ve dvousměnném provozu a dokonce i některé soboty, mohla by se trvanlivost zkrátit až na 5 let. Otáčky stroje jsou proměnné. Ve výpočtech použiji jmenovité otáčky motoru neboli 1415 ot/min, jelikož při těchto otáčkách je jak na motoru, tak i na vřetenu maximální krouticí moment.

#### Ložisko A (zadní ložisko) - B7208-E-T-P4S

##### Výpočet zatížení ložisek:

Radiální síla:

$$F_{RA} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{559,5^2 + 2336,21^2} = \underline{\underline{2402,27 \text{ N}}}$$

Axiální síla:

- Při předpokladu soustružení směrem do vřetena je axiální síla působící na toto ložisko rovna předepínací síle. Avšak musím počítat i se soustružením směrem z vřetena, a proto zde připočtu i axiální sílu od obrábění. Tak budu mít jistotu, že trvanlivost zadního ložiska neklesne pod vypočítanou hodnotu.
- Axiální síla od obrábění z poměru řezných sil na noži:

$$F_Y : F_X : F_Z = 1 : 0,4 : 0,25 \quad \Rightarrow \quad F_Z \approx 0,25 \cdot F_Y = 0,25 \cdot 1940,4 = \underline{\underline{485,1 \text{ N}}}$$

$$F_{AA} = F_Z + F_P = 485,1 + 270 = \underline{\underline{755,1 \text{ N}}}$$

##### Znamé hodnoty:

Základní dynamická únosnost:

$$C = 30,5 \text{ kN} = 30500 \text{ N}$$

Základní statická únosnost:

$$C_0 = 21,6 \text{ kN} = 21600 \text{ N}$$

Radiální síla na ložisku:

$$F_{RA} = 2402,27 \text{ N}$$

Axiální síla na ložisku:

$$F_{AA} = 755,1 \text{ N}$$

Exponent pro ložiska s bodovým stykem:

$$a = 3$$

Stykový úhel:

$$\alpha = 25^\circ$$

Otáčky:

$$n = 1415 \text{ min}^{-1}$$

### Výpočet trvanlivosti:

Ekvivalentní dynamické zatížení:

- Pro stykový úhel  $\alpha = 25^\circ$  platí: [43]

$$P_0 = F_{RA} \quad \text{pro} \quad \frac{F_{AA}}{F_{RA}} \leq 1,31$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_{RA} + 0,38 \cdot F_{AA} \quad \text{pro} \quad \frac{F_{AA}}{F_{RA}} > 1,31$$

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{755,1}{2402,27} = 0,31 \leq 1,31 \quad \Rightarrow \quad P_0 = F_{RA} = \underline{\underline{2402,27 \text{ N}}}$$

Trvanlivost:

$$L_{hA} = \left( \frac{C}{P_0} \right)^a \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left( \frac{30500}{2402,27} \right)^3 \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot 1415} \right) = \underline{\underline{24106 \text{ h}}}$$

### **Ložisko B (přední ložisko) - B7209-E-T-P4S**

### Výpočet zatížení ložisek:

Radiální síla:

$$F_{RB} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{1412,03^2 + 4043,04^2} = \underline{\underline{4282,52 \text{ N}}}$$

Axiální síla:

- Hlavní ložisko bude při soustružení směrem do vřetena v axiálním směru přenášet nejenom předepínací sílu, ale i axiální sílu od obrábění. Tu jsem vypočítal na předešlé stránce.

$$F_{AB} = F_Z + F_p = 485,1 + 270 = \underline{\underline{755,1 \text{ N}}}$$

### Znamé hodnoty:

Základní dynamická únosnost:	$C = 32 \text{ kN} = 32000 \text{ N}$
Základní statická únosnost:	$C_0 = 23,6 \text{ kN} = 23600 \text{ N}$
Radiální síla na ložisku:	$F_{RB} = 4282,52 \text{ N}$
Axiální síla na ložisku:	$F_{AB} = 755,1 \text{ N}$
Počet ložisek v sadě:	$i = 2$
Součinitel pro sadu ložisek:	$f_i = 1,62$
Exponent pro ložiska s bodovým stykem:	$a = 3$
Stykový úhel:	$\alpha = 25^\circ$
Otáčky:	$n = 1415 \text{ min}^{-1}$

### Výpočet trvanlivosti:

Základní dynamická únosnost skupiny ložisek: [4]

$$C_{\text{group}} = C \cdot f_i = 32000 \cdot 1,62 = \underline{\underline{51840 \text{ N}}}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

- Pro stykový úhel  $\alpha = 25^\circ$  platí:

[43]

$$P_0 = F_{RB} \quad \text{pro} \quad \frac{F_{AB}}{F_{RB}} \leq 1,31$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_{RB} + 0,38 \cdot F_{AB} \quad \text{pro} \quad \frac{F_{AB}}{F_{RB}} > 1,31$$

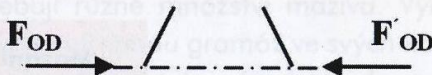
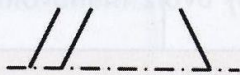
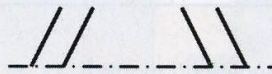
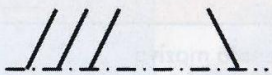
$$\frac{F_{AB}}{F_{RB}} = \frac{755,1}{4282,52} = 0,18 \leq 1,31 \quad \Rightarrow \quad P_0 = F_{RB} = \underline{\underline{4282,52 \text{ N}}}$$

Trvanlivost:

$$L_{hB} = \left( \frac{C_{group}}{P_0} \right)^a \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left( \frac{51840}{4282,52} \right)^3 \cdot \left( \frac{10^6}{60 \cdot 1415} \right) = \underline{\underline{20892 \text{ h}}}$$

### Ověření na bod odlehnutí

Tyto trvanlivosti ložisek platí pouze v případě, že nebude docházet k odlehčení předepnutí dvojice vlivem vnější axiální síly. Tento stav je označován jako bod odlehnutí a síla je limitující síla  $F_{OD}$ , která je různá dle způsobu uspořádání (obr. 8.26). V mém případě je vnější axiální síla rovna axiální síle od obrábění  $F_Z$ . Jak při soustružení směrem do vřetena tak i směrem z vřetena, nesmí dojít k odlehnutí a tím k absolutní ztrátě tuhosti a k rázům v ložiskách. Z toho by plynula celkově nižší výdrž stroje a jakost obrobků. [4]

Způsob uspořádání (sada)	Odlehčovací síla	
	$F_{OD}$	$F'_{OD}$
	$F_{OD} = 2,83 \cdot F_p$	$F'_{OD} = 2,83 \cdot F_p$
	$F_{OD} = 4,16 \cdot F_p$	$F'_{OD} = 2,08 \cdot F_p$
	$F_{OD} = 2,83 \cdot F_p$	$F'_{OD} = 2,83 \cdot F_p$
	$F_{OD} = 5,4 \cdot F_p$	$F'_{OD} = 1,8 \cdot F_p$

Pozn.: Ložiska mají stejné úhly styku.

Obr. 8.26 Výpočet bodu odlehnutí dle uspořádání [4]

$$F_{OD} = 4,16 \cdot F_p = 4,16 \cdot 270 = \underline{\underline{1123,2 \text{ N}}}$$

$$F'_{OD} = 2,08 \cdot F_p = 2,08 \cdot 270 = \underline{\underline{561,6 \text{ N}}}$$

$$F_{OD} > F_Z \Rightarrow 1123,2 > 485,1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$F'_{OD} > F_Z \Rightarrow 561,6 > 485,1 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Ověření na odlehnutí vyhovuje.

### **Vyhodnocení:**

Trvanlivost zadního ložiska je 24106 hodin a sady předních ložisek 20892 hodin. Trvanlivost obou uložení je tak celkem vyrovnaná a dostatečná, jelikož jsme splnily podmínku 20000 hodin u každého ložiska. Není tedy potřeba nic měnit.

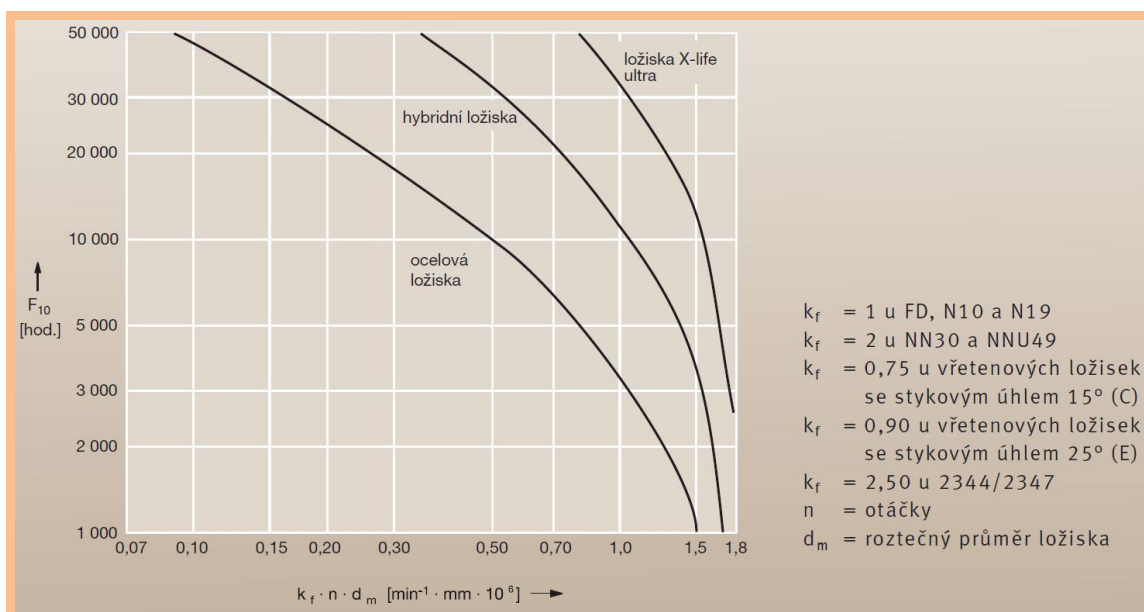
### **8.3.4. Mazání vřetenových ložisek**

Hlavním důvodem pro mazání vřetenových ložisek je samozřejmě redukce tření, která vede ke snížení opotřebení vlivem kovového styku valivých elementů s vnitřním a vnějším ložiskovým kroužkem. Mazání prodlužuje životnost a snižuje riziko poruch vlivem mechanického poškození. Při vysokých otáčkách odvádí generované teplo. Můžeme mazat tukem nebo olejem (obr. 8.27). Zvolená metoda mazání závisí na konkrétních provozních podmínkách a požadavcích. Pokud požadujeme velkou přesnost chodu vřetena, je nutné redukovat teplo. Generované teplo je však závislé na typu ložiska, zatížení a hlavně na otáčkách. Mazání tukem je i dnes stále nejpoužívanější. Já jsem se rozhodl pro tuto variantu. Jak jsem již zmiňoval, tak přední ložiska B7209-E-T-P4S a zadní ložisko B7208-E-T-P4S, která použiji, mají dosažitelné otáčky při mazání tukem 15000 a 17000 ot/min a my potřebujeme maximálně 4000 ot/min. A i když druh uspořádání omezuje dosažitelné otáčky, v našem případě na 10500 a 11900 ot/min, máme z tohoto hlediska stále velmi dostatečnou rezervu. Mazání olejem totiž užíváme tam, kde provozní otáčky vyžadují i odvod generovaného tepla z uložení a mazání tukem tedy není vhodné (pro zmíněné vysoké otáčky vřetena). To však není náš případ. Další hledisko, na které se musíme zaměřit, je trvanlivost tuku. Ta závisí na jeho množství, druhu, typu ložiska, otáčkách, teplotě a namontované stavu. Tyto hodnoty najdeme v katalogu výrobce. Vývoj tuků a ložisek vedl k enormnímu zvýšení výkonnosti jak s ohledem na dosažitelné otáčky tak právě i na životnost. Použití utěsněných vřetenových ložisek z výroby namazaných „for life“ je dnes standardem. Firma FAG svoje oboustranně utěsněná ložiska maže tukem L075 for-life tzn., že jsou namazaná na celou svou životnost. Stejně tak pomocí katalogu můžeme vypočítat, zda trvanlivost ložiska, kterou požadujeme, nebude omezena trvanlivostí tuku a nebude tedy nikterak zkrácena. To provedeme pomocí obrázku 8.28. Z důvodu mazání nakonec použiji oboustranně utěsněnou verzi vybraných ložisek, tedy jako přední ložiska B7209-E-2RSD-T-P4S a jako zadní ložisko B7208-E-2RSD-T-P4S. [4, 43]





Obr. 8.27 Způsoby mazání vřetenových ložisek [4]



Obr. 8.28 Trvanlivost tuku u vřetenových ložisek FAG [43]

Výpočet trvanlivosti tuku:Koeficient  $k_f$  u vřetenových ložisek se stykovým úhlem  $25^\circ$ : $k_f = 0,9$ 

Maximální otáčky ložisek (vřetene):

 $n = 3962 \text{ min}^{-1}$ 

Roztečný průměr ložiska (beru u menšího ložiska B7208):

 $d_m = 60 \text{ mm}$ 

Trvanlivost tuku:

$$k_f \cdot n \cdot d_m = 0,9 \cdot 3962 \cdot 60 = 213948 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm} = \underline{\underline{0,21 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm} \cdot 10^6}}$$

$$F_{10} = \underline{\underline{24000 \text{ h}}}$$

$$24000 \text{ h} \geq 20000 \text{ h} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

#### 8.4. Návrh posuvů

Jak již bylo řečeno v úvodu práce a později v kapitole Konstrukce malého CNC soustruhu, jednoduchá konstrukce využívající moderní prvky jako je valivé vedení místo kluzného rybinového bude hlavním požadavkem a přínosem oproti konkurenci. Je tedy zřejmé, že tímto předpokladem jsem hned na začátku vyloučil kluzné rybinové vedení, které se používá u konvenčních soustruhů a právě bohužel i u většiny malých CNC soustruhů. Při použití kluzného vedení totiž může být jakost práce podstatně snižována nestabilitou pohybu. Ta se projevuje ve dvou podobách a to nerovnoměrným trhavým pohybem (horší jakost povrchu) a necitlivostí (znemožnění nastavení nástroje vůči obrobku). Se zřetelem na stoupající požadavky na malé CNC obráběcí stroje a tím i na dokonalou plynulost posuvových pohybů je ideálním řešením právě valivé vedení. Největší předností je především celkově menší součinitel tření a nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu, což má velký vliv na odstranění trhavých pohybů při malých rychlostech posuvů. [4]

Při použití valivého (lineárního) vedení, se dá předpokládat snaha o vyšší pracovní posuvy a rychloposuvy. Přece jenom je potřeba drahé lineární vedení plně využít. Pokud se podíváme do předběžných parametrů konstruovaného soustruhu v kapitole Parametry pro návrh stroje, tak zjistíme, že jsem uvedl pracovní posuv v obou osách rovný 1000 mm/min a rychloposuv rovný 6000 mm/min. Tyto hodnoty jsou plně dostatečné na rozměry stroje a patří rozhodně ke špičce ve srovnání s konkurencí. Dále jsem ve zmíněné kapitole uvedl, že maximální točný průměr nad ložem bude 250 – 280 mm (dle valivého vedení), maximální točný průměr nad suportem bude 120 mm, maximální točná délka bude 525 mm, rozsah posuvu - osa X bude 150 mm a rozsah posuvu - osa Z bude 360 mm. Velmi důležitou informací pro tuto kapitolu je také to, že použiji automatickou nožovou hlavu s kapacitou zásobníku na čtyři nástroje. Tu však nebudu konstruovat, jelikož by se jednalo o další velkou samostatnou kapitolu, se kterou bych přesahoval požadavky této práce. Bude zakoupena od firmy První hanácká BOW s.r.o. případně od její divize NUMCO. Jedná se o nožovou hlavu použitou na CNC soustruhu Opti L28 CNC a na CNC soustruhu KC6 (KC6A). Správně pochází tedy od společnosti Shanghai SIEG Machinery. Určitě by zde byla možnost tyto nožové hlavy objednat přímo z Číny za mnohem nižší cenu, obzvláště pokud by se jednalo o větší množství. Z těchto předpokladů již mohu plně vycházet.

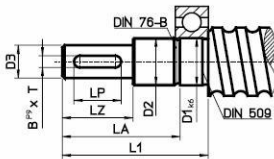
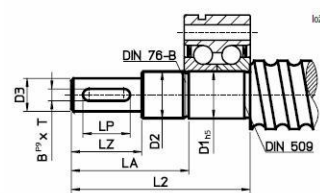
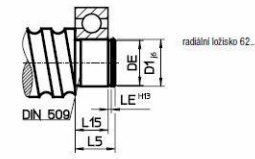
Pokud někde uslyšíme otázku, která firma patří mezi nejvýznamnější výrobce lineární techniky, jistě se mnohým z nás vybaví společnost HIWIN. Zastoupení této značky můžeme najít od roku 2002 i v České republice. Přímě tedy na ulici Kaštanová v Brně. České zastoupení HIWIN s.r.o. je kapitálově spojeno s evropskou obchodně výrobní centrálou značky HIWIN v německém Offenburgu, firmou HIWIN GmbH a je tedy výhradním distributorem lineární techniky HIWIN v České republice i na Slovensku. Úplný sortiment této firmy nemá cenu vyjmenovávat, ale jen tak pro představu se jedná o veškeré možné lineární vedení, kuličkové šrouby, polohovací systémy, lineární aktuátory, kuličková pouzdra, vodící tyče a další. Z těchto důvodů se budu snažit můj stroj osadit právě lineárním vedením a kuličkovými šrouby od této firmy. [21]



#### 8.4.1. Kuličkový šroub příčného posuvu

Výběr výrobce kuličkového šroubu byl tedy jasný. HIWIN kuličkové šrouby vyrábí jako válcované, okružované a broušené. U válcovaných šroubů jsou používány jednoduché matice bez předepnutí. Standardně jsou matice k válcovaným kuličkovým šroubům dodávány s vůlí, která dosahuje max. 0,04 mm, u průměru šroubu 40 a více max. 0,07 mm. Na přání je možné sice vůli v matici vymezit výběrem kuliček a tím dosáhnout mírného předepnutí, avšak tyto šrouby a matice nejsou vyráběny pro využití u přesných strojů. Je tedy zřejmé, že použití válcovaných kuličkových šroubů na CNC soustruhu není zrovna ideální. Naproti tomu matice broušených kuličkových šroubů jsou vyráběny podle zákaznického výkresu nebo dle speciálního katalogu kuličkových šroubů a jsou pro naše použití zbytečné a přehnaně drahé. Zbývá nám tedy varianta přesně okružovaného šroubu. Tyto šrouby jsou dodávány jak s maticemi jednoduchými, tak předepnutými dvojitými, přičemž předepnutí u dvojitých matic dosahuje 7% jejich dynamické únosnosti. Jednoduché matice mohou být na přání dodány s vymezenou vůlí a tím s mírným předepnutím. [21]

Já tedy použiji přesně okružovaný šroub s jednoduchou maticí, která bude dodána s vymezenou vůlí a tedy i s mírným předpětím. To pro naše použití bude plně dostačující. Přesně okružované šrouby se vyrábí od velikosti 16, tzn. 16 mm průměr šroubu. Tento průměr šroubu pro nás bude jistě předimenzovaný. Pokud se však podívám na standardní konce šroubů (obr 8.29), zjistím, že 16 mm šroub má výstupní konec pro připojení pohonu 8 mm. U šroubu o průměru 12 mm je výstupní konec pro připojení pohonu 5 mm bez možnosti pera. Je tedy zřejmé, že i z tohoto důvodu musím zvolit šroub minimálně velikosti 16. Z důvodu minimalizace potřebného místa jsem zvolil válcovou jednoduchou matici se závitem SE neboli model SE1605-R-3EF. Dále je potřeba zvolit příslušenství. Uložení uvažuji, že na straně pohonu bude pevné, kdežto na straně druhé bude volné. Na pevné straně bude pevné uložení radioaxiálním ložiskem typ SFA - 10. Tomu odpovídá standardní typ opracování konce kuličkového šroubu S2. Na straně volné bude volné uložení radiálním ložiskem typ SLA - 10. Tomu odpovídá standardní typ opracování konce kuličkového šroubu S5. Nyní je potřeba navržený šroub zkontrolovat pomocí kontrolního výpočtu. Ten provedu přímo pomocí katalogu HIWIN. [21, 22]

Typ S1		Typ S2														Typ S5					
		radiální kuličkové ložisko 60... nebo 62...														ložisko ZKL... ZKLN...					
																					
																					
Typ konce šroubu	Jmenovitý průměr šroubu	D1	D2	D3	L1	L2	L3	L4	L5	L7	L11	L12	L13	L14	L15	DE	LE	LA	LP	LZ	B x T
S_06	12	6	M6x0,5	5 j6	31	37	-	-	8	-	-	-	-	-	6	5,7 h10	0,8	26	-	16	-
S_10	16	10	M10x0,75	8 j6	39	50	30	120	12	62	53	12	55	97	9	9,6 h10	1,1	32	14	20	2x1,2
S_12	20	12	M12x1	10 j6	43	58	35	128	13	73	63	12	59	104	10	11,5 h11	1,1	35	16	23	3x1,8

Obr. 8.29 Standardní typy opracování konců kuličkových šroubů [22]

## Kontrolní výpočet:

### Znamé hodnoty:

Koeficient uložení:	$k_d = 1,88$	(dle uložení, pevné + volné)
Koeficient závislosti na uložení:	$k_k = 2,05$	(dle uložení, pevné + volné)
Průměr hřídele:	$d_k = 13,5 \text{ mm}$	
Průměr šroubu:	$d_s = 16 \text{ mm}$	
Vzdálenost mezi ložisky:	$l_d = 318 \text{ mm}$	(z předběžného návrhu)
Nepodepřená délka hřídele:	$l_k = 300 \text{ mm}$	(z předběžného návrhu)
Požadované max. otáčky:	$n_{pmax} = 1200 \text{ min}^{-1}$	(6000 mm/min / 5 mm)
Otáčky pracovního posuvu:	$n_m = 200 \text{ min}^{-1}$	(1000 mm/min / 5 mm)
Dynamická únosnost:	$C_{dyn} = 9600 \text{ N}$	
Zatížení:	$F_m = F_x = 706,25 \text{ N}$	

### Výpočet:

Kontrola maximálních otáček:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{13,5}{318^2} \cdot 10^8 = \underline{\underline{25097,9 \text{ min}^{-1}}}$$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 25097,9 \cdot 0,8 = \underline{\underline{20078,32 \text{ min}^{-1}}}$$

$$n_{max} \geq n_{pmax} \quad 20078,32 \text{ min}^{-1} \geq 1200 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{13,5^4}{300^2} \cdot 10^5 = \underline{\underline{75656,53 \text{ N}}}$$

$$F_{max} = F_k \cdot 0,5 = 75656,53 \cdot 0,5 = \underline{\underline{37828,27 \text{ N}}}$$

$$F_{max} \geq F_m \quad 37828,27 \text{ N} \geq 706,25 \text{ N} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$d_s \cdot n_{pmax} = 16 \cdot 1200 = \underline{\underline{19200 \text{ min}^{-1}}}$$

$$90000 \text{ min}^{-1} \geq 19200 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

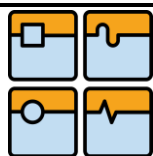
Kontrola životnosti:

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{9600}{706,25} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{2511529691 \text{ min}^{-1}}}$$

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{9600}{706,25} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{200 \cdot 60} = \underline{\underline{209294 \text{ h}}}$$

$$L_h \geq 20000 \text{ h} \quad 209294 \text{ h} \geq 20000 \text{ h} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Vyhodnocení: Navržený kuličkový šroub příčného posuvu vyhovuje.



#### 8.4.2. Kuličkový šroub podélného posuvu

U kuličkového šroubu podélného posuvu platí téměř všechny informace uvedené u kuličkového šroubu příčného posuvu. Jedná se tedy o stejný přesně okružovaný šroub (velikost 16), ale samozřejmě jiné délky, o stejné uložení (na straně pohonu pevné a na druhé straně volné), o stejné příslušenství (radioaxiální ložisko typ SFA - 10, radiální ložisko typ SLA - 10) a stejné standardní typy opracování konců kuličkového šroubu (S2, S5). Pouze tentokrát nepotřebuji minimalizovat potřebné montážní místo pod suportem a přírubová matice je zde pro mě z konstrukčního hlediska ku prospěchu. Z tohoto důvodu jsem zvolil jednoduchou matici přírubovou model DEB1605-R-3EF. K této matici je vhodné pořídit domeček GFD-16. I tentokrát je potřeba navržený šroub zkontrolovat pomocí kontrolního výpočtu. Ten opět provedu přímo pomocí katalogu HIWIN. [21, 22]

#### Kontrolní výpočet:

##### Známe hodnoty:

Koeficient uložení:	$k_d = 1,88$ (dle uložení, pevné + volné)
Koeficient závislosti na uložení:	$k_k = 2,05$ (dle uložení, pevné + volné)
Průměr hřídele:	$d_k = 13,5$ mm
Průměr šroubu:	$d_s = 16$ mm
Vzdálenost mezi ložisky:	$l_d = 518$ mm (z předběžného návrhu)
Nepodepřená délka hřídele:	$l_k = 470$ mm (z předběžného návrhu)
Požadované max. otáčky:	$n_{Pmax} = 1200$ min <sup>-1</sup> (6000 mm/min / 5 mm)
Otáčky pracovního posuvu:	$n_m = 200$ min <sup>-1</sup> (1000 mm/min / 5 mm)
Dynamická únosnost:	$C_{dyn} = 9600$ N
Zatížení:	$F_m = F_z = 485,1$ N

##### Výpočet:

Kontrola maximálních otáček:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{13,5}{518^2} \cdot 10^8 = \underline{\underline{9458,71 \text{ min}^{-1}}}$$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 9458,71 \cdot 0,8 = \underline{\underline{7566,97 \text{ min}^{-1}}}$$

$$n_{max} \geq n_{Pmax} \quad 7566,97 \text{ min}^{-1} \geq 1200 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{13,5^4}{470^2} \cdot 10^5 = \underline{\underline{30824,3 \text{ N}}}$$

$$F_{max} = F_k \cdot 0,5 = 30824,3 \cdot 0,5 = \underline{\underline{15412,15 \text{ N}}}$$

$$F_{max} \geq F_m \quad 15412,15 \text{ N} \geq 485,1 \text{ N} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$d_s \cdot n_{pmax} = 16 \cdot 1200 = \underline{\underline{19200 \text{ min}^{-1}}}$$

$$90000 \text{ min}^{-1} \geq 19200 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Kontrola životnosti:

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{9600}{485,1} \right)^3 \cdot 10^6 = \underline{\underline{7750324300 \text{ min}^{-1}}}$$

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{9600}{485,1} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{200 \cdot 60} = \underline{\underline{645860 \text{ h}}}$$

$$L_h \geq 20000 \text{ h} \quad 645860 \text{ h} \geq 20000 \text{ h} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

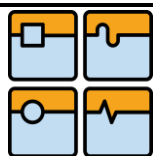
Vyhodnocení: Navržený kuličkový šroub podélného posuvu vyhovuje.

#### 8.4.3. Motor a převodovka příčného posuvu

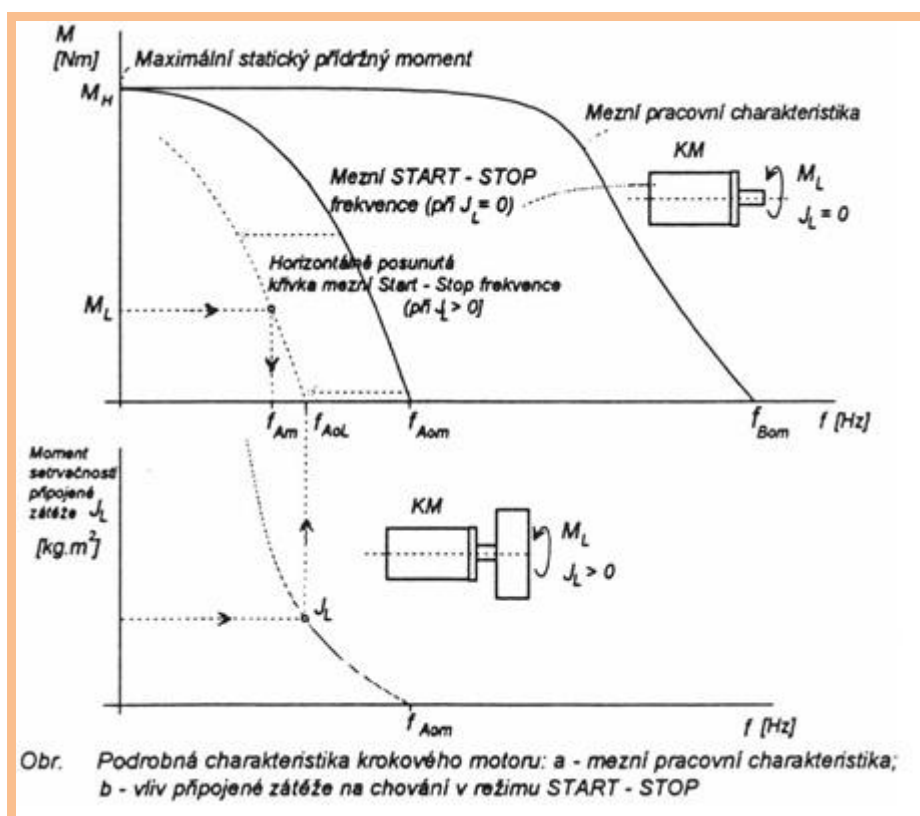
Návrh posuvového motoru je nutné provést z hlediska statického, kinematického a dynamického. Musíme vycházet z navrženého a následně ověřeného kuličkového šroubu. Dále do výpočtů potřebujeme hodnoty, které však neznáme. Některé lze odhadnout jako je například hmotnost či převodový poměr nebo čas rozběhu. U některých už to tak jednoduše nelze. Jedná se například o účinnost převodovky, která je závislá na modelu a typu převodovky. Dále o téměř veškeré momenty setrvačnosti. Moment setrvačnosti rotoru motoru je závislý opět přímo na modelu a typu motoru a stejně tak i moment setrvačnosti brzdy a převodovky. Tyto hodnoty získáme předběžným návrhem z katalogů předběžně vybraných výrobků. Pro zjištění momentu setrvačnosti spojky (spojení převodovky a kuličkového šroubu) a kuličkového šroubu je nejjednodušším řešením tyto dílce vymodelovat například v Inventoru a ten nám momenty setrvačnosti sám vypočítá. Je tedy nejvhodnější si provést podrobnější předběžný návrh, kde si vyberu motor včetně brzdy, převodovku atd. a poté provedu výpočty. Tímto způsobem vybrané výrobky upravuji do doby, než naleznu nejlepší řešení. [4]

Stejně jako ve všech předchozích případech jsem se i tentokrát zaměřil na světoznámé výrobce a jejich zastoupení, mezi které v oblasti regulačních pohonů jistě patří společnost Berger Positec, s.r.o., která se nachází na Palackého třídě v Brně. Tato společnost je technickým a obchodním zastoupením nejen firmy BERGER LAHR positec ale i firem Schneider Electric, NEUGART, MICRONOR, PHONOENIC MECANO a BKE. V jejich sortimentu tedy najdeme krokové motory, AC-servomotory, EC-motory, kompaktní pohony, malé převodové motorky, řídicí systémy pro pohony, pružné spojky, planetové převodovky pro regulační pohony atd. [13]

U malých strojů můžeme jako pohony posuvů použít krokové motory nebo AC-servomotory. Velkou předností krokových motorů je, že pracují bez nákladných snímačů otáček nebo polohy, jsou jednodušší a tím i provozně spolehlivější a levnější. Řízení se provádí v přímé větvi bez zpětné vazby. Mají



vysokou životnost a jsou bezúdržbové. Ovšem krokové motory mají i velké nevýhody. Nejsou vhodné pro dynamicky náročné úlohy. Nelze je přetěžovat, jelikož hrozí ztráta kroku (při práci v otevřené smyčce porušení synchronizace s řídicími pulzy). A největší nevýhodou je to, že dynamické vlastnosti se výrazně zhoršují s velikostí momentu setrvačnosti připojené zátěže. To můžeme vidět na obrázku 8.30. U krokového motoru nesmí být překročena pracovní charakteristika při žádném režimu provozu a to zahrnuje jak působení zátěžných momentů pracovních sil, tak i setrvačné momenty při dynamickém zatěžování motoru start-stop frekvence (bez připojení setrvačné zátěže i s připojenou zátěží). Je zřejmé, že motor naprázdno dokáže sledovat bez ztráty kroku impulzy s největší frekvencí danou hodnotou  $f_{A0m}$ . Pokud však na motor při startu působí silové zatížení, potom se start-stop frekvence snižuje podle křivky start-stop. V případě, že je k motoru připojena zátěž  $J_L$ , pak se křivka start-stop frekvence v horním obrázku posune horizontálně doleva, a pokud je navíc motor zatížen v klidové poloze momentem síly  $M_L$ , pak max. startovací frekvence má hodnotu  $f_{AM}$ . [13, 16]



Obr. 8.30 Podrobná charakteristika krokových motorů [16]

Po všech možných výpočtech (ať už dle katalogů a Konstrukce CNC obráběcích strojů od pana prof. Jiřího Marka) s velkým množstvím krokových motorů od společnosti Berger Positec, jsem došel k přesvědčení, že v mém případě nelze díky těmto pracovním charakteristikám dosáhnout s krokovými motory, bez pozvolně řízeného náběhu, vyššího pracovního posuvu než 500 mm/min a rychloposuvu vyššího než 3000 mm/min bez ztráty kroku a navíc ještě se 4 Nm krokovým motorem. To jsou právě maximální hodnoty, kterými



oplývají konkurenční stroje s těmito motory (viz kapitola Malé soustružnické stroje současné produkce). Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro využití dražšího AC servomotoru. Tím mám také prozatím zajištěnu neomezenou možnost volby řídicího systému z hlediska posuvu, ať už se bude jednat o řídicí systém od firmy SIEMENS či jiné. Velká část řídicích systémů totiž neumožňuje pozvolné řízení náběhu posuvu, protože se pro soustružení jedná o omezující faktor. Dále u velkých strojů užití krokových motorů logicky nehrozí.

Střídavé (AC) servomotory jsou bezkartáčové synchronní motory s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru. Jejich konstrukce dovoluje až 5-násobné momentové přetížení a tyto motory jsou proto vhodné pro dynamicky náročné úlohy. Samozřejmě při doplnění vhodnou planetovou převodovkou je možné upravit pracovní oblast pohonu na potřebný krouticí moment ve vztahu k otáčkám. Z nabídky Berger Positec jsem zvolil pro předběžný návrh motor BRH 0571P. Jedná se o nejmenší univerzální servomotor pro široké spektrum aplikací. Servomotory řady BRH se používají s řídicími jednotkami typu LXM-05 a LXM-32 a jsou standardně vybaveny absolutním snímačem polohy typu SinCos s rozlišením 16.384 poloh na otáčku. V motoru je zabudována paměť EPROM s databází základních parametrů motoru. K tomu motoru je potřeba vybrat odpovídající řídicí jednotku na třífázové napětí 400V a to LXM 05\_D14N4. Přesněji jsem zvolil typ LXM 05BD14N4, který obsahuje signály přes P/D - signály Impuls / Směr (5V nebo 24V u SD3-26 a RS-422 u SD3-28) a A/B/Index - fázově posunuté impulsní signály A a B (RS-422) a komunikuje přes Profibus-DP. Měl by tak být plně kompatibilní s většinou řídicích systémů například SIEMENS SINUMERIK 802S či SINUMERIK 802C a dalšími. Parametry motoru ve spojení s výše jmenovanou řídicí jednotkou LXM 05BD14N4 pak nalezneme na obrázku 8.31. [13, 27, 44]

Characteristics of BRH 0571P/0571T servo motors						
Type of servo motor			BRH 0571P		BRH 0571T	
Associated with Lexium 05 servo drive			LXM 05 CU70M2	LXM 05 ●D14N4	LXM 05 ●D10F1	LXM 05 CU70M2 LXM 05 ●D10M2
Line supply voltage	V		230 single-phase	400/480 3-phase	115 single-phase	230 single-phase
Switching frequency	kHz		8			
Torque	Continuous stall $M_0$	Nm	0.46			
	Peak stall $M_{max}$	Nm	1.26	1.39	1.15	0.88 1.15
Nominal operating point	Nominal torque	Nm	0.43	0.41	0.43	0.41
	Nominal speed	rpm	3000	6000	3000	6000
	Nominal servo motor output power	W	135	260	135	260
Maximum current	A rms		4.3	5.4	6	4.3 6
Servo motor characteristics						
Maximum mechanical speed	rpm		8000			
Constants (at 120°C)	Torque	Nm/A rms	0.34		0.21	
	Back emf	V rms/ krpm	20.9		13.1	
Rotor	Number of poles		10			
	Inertia Without brake $J_m$	kgcm <sup>2</sup>	0.18			
	With brake $J_m$	kgcm <sup>2</sup>	0.18			
Stator (at 20°C)	Resistance (phase/phase)	Ω	12.7		5	
	Inductance (phase/phase)	mH	24.1		9.5	
	Electrical time constant	ms	1.9			

**Obr. 8.31** Katalog Lexium 05 motion control [27]



$$J_s = 12,765 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 = 1,277 \cdot 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Součinitel tření ve vodících plochách:  $f_1 = 0,005$  (pro valivé vedení)  
 Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu:  $f_2 = 0,003$   
 Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu:  $f_3 = 0,003$

*Pozn.: Momenty setrvačnosti spojky a kuličkového šroubu jsou z Inventoru 2011.*

### Statické hledisko:

Potřebný moment motoru:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = \frac{706,25 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,83} = \underline{\underline{0,135 \text{ Nm}}}$$

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,94 = \underline{\underline{0,83}}$$

### Kinematické hledisko:

Lineární zrychlení stolu:

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r} = \frac{0,1}{0,1} = \underline{\underline{1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{1 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = \underline{\underline{1256,637 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i = 1256,637 \cdot 5 = \underline{\underline{6283,19 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Ověření dosažení rozběhu, běhu při maximálním rychloposuvu a zpomalení:

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a} \quad 0,15 \geq \frac{0,1^2}{1} \quad 0,15 \geq 0,01 \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a} = \frac{0,15}{0,1} + \frac{0,1}{1} = \underline{\underline{1,6 \text{ s}}}$$

### Dynamické hledisko:

Potřebný moment motoru:

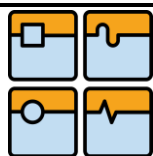
$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm}$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM}$$

Moment od přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = \underline{\underline{0 \text{ Nm}}} \quad (\alpha = 0^\circ \Rightarrow M_{GT} = 0 \text{ Nm})$$



Momenty pasivních odporů:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} = \frac{15 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,92 \cdot 0,99^2 \cdot 0,94} = \underline{\underline{1,383 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}}}$$

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} = \\ &= \frac{247,188 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 15 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,016 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,94 \cdot 0,99^2} = \\ &= \underline{\underline{6,563 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}}} \end{aligned}$$

$$F_p = 0,35 \cdot F_A = 0,35 \cdot 706,25 = \underline{\underline{247,188 \text{ N}}}$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM} = 0 + 1,383 \cdot 10^{-4} + 6,563 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{6,7 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}}}$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot:

$$J_m = m \cdot \left( \frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 15 \cdot \left( \frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{\underline{9,499 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{br} + J_p + \frac{J_{sp}}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 1,8 \cdot 10^{-5} + 0 + 1,89 \cdot 10^{-5} + \\ &+ \frac{5,01 \cdot 10^{-6}}{5^2} + \frac{1,277 \cdot 10^{-5}}{5^2} + \frac{9,499 \cdot 10^{-6}}{5^2} = \underline{\underline{3,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}} \end{aligned}$$

Potřebný moment motoru:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \epsilon_m + M_{zdrhm} = 3,8 \cdot 10^{-5} \cdot 6283,19 + 6,7 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,25 \text{ Nm}}}$$

Ověření momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = 1,5 \cdot J_{mot} \quad \text{pro kvalitní dynamické poměry}$$

$$J_{rhm} = 3 \cdot J_{mot} \quad \text{maximální hodnota}$$

$$\frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{3,8 \cdot 10^{-5}}{1,8 \cdot 10^{-5}} = \underline{\underline{2,11}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

Vyhodnocení:

Navržený motor s převodovkou pro příčný posuv vyhovuje a dle poměru momentů setrvačnosti méně výkonný motor nepřipadá v úvahu z důvodu požadavku na kvalitní dynamické poměry.

#### 8.4.4. Motor a převodovka podélného posuvu

U podélného posuvu je návrh posuvového motoru nutné provést opět z hlediska statického, kinematického a dynamického. Platí zde téměř všechny informace uvedené u motoru a převodovky příčného posuvu s jediným rozdílem, že tentokrát z důvodu konstrukce nevolím úhlovou planetovou převodovku WPLE, ale přímou planetovou převodovku PLE. Jedná se přesněji o typ PLE-60 jednostupňová s převodovým poměrem 5. Tato převodovka má vyšší účinnost než její úhlová varianta a to 96%. Dále má nižší moment setrvačnosti a to 0,078 kg·cm<sup>2</sup>. Motor včetně řídicí jednotky tedy zůstává stejný. Schematický obrázek pro návrhový výpočet je principiálně shodný (pro výpočet není nutné zakreslovat příčný posuv) a proto jsem ho zde už znovu neuváděl. Najdeme ho tedy pod označením 8.32 v předchozí kapitole. [13]

#### Návrhový výpočet:

##### Znamé hodnoty:

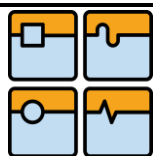
Požadovaná axiální síla:	$F_A = F_Z = 485,1 \text{ N}$
Hmotnost:	$m = 35 \text{ kg}$ (z předběžného návrhu)
Tíhová síla:	$G = m \cdot g = 35 \cdot 9,82 = 343,7 \text{ N}$
Převodový poměr:	$i = 5$ (z předběžného návrhu)
Stoupání kuličkového šroubu:	$s = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Průměr kuličkového šroubu:	$d_S = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m}$
Úhel sklonu vedení:	$\alpha = 0^\circ$
Rychloposuv:	$v_{rp} = 6000 \text{ mm/min} = 100 \text{ mm/s} = 0,1 \text{ m/s}$
Čas rozběhu:	$t_r = 0,1 \text{ s}$ (zvoleno)
Rozsah posuvu:	$s_c = 360 \text{ mm} = 0,36 \text{ m}$
Účinnost kuličkového šroubu:	$\eta_S = 0,92$
Účinnost valivého vedení:	$\eta_V = 0,98$
Účinnost kuličkového ložiska:	$\eta_L = 0,99$
Účinnost převodovky:	$\eta_P = 0,96$ (z předběžného návrhu)
Moment setrvačnosti rotoru motoru:	$J_{mot} = 0,18 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti brzdy:	$J_{br} = 0$ (už je započítán do $J_{mot}$ )
Moment setrvačnosti převodovky:	$J_p = 0,078 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti spojky:	$J_{sp} = 5,010 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 5,01 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti kul. šroubu:	$J_s = 20,555 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 2,056 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Součinitel tření ve vodících plochách:	$f_1 = 0,005$ (pro valivé vedení)
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu:	$f_2 = 0,003$
Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu:	$f_3 = 0,003$

##### Statické hledisko:

Potřebný moment motoru:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = \frac{485,1 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,85} = 0,091 \text{ Nm}$$

$$\eta_c = \eta_S \cdot \eta_V \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,85$$

Kinematické hledisko:

Lineární zrychlení stolu:

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r} = \frac{0,1}{0,1} = \underline{\underline{1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{1 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = \underline{\underline{1256,637 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i = 1256,637 \cdot 5 = \underline{\underline{6283,19 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}}$$

Ověření dosažení rozběhu, běhu při maximálním rychloposuvu a zpomalení:

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a} \quad 0,36 \geq \frac{0,1^2}{1} \quad 0,36 \geq 0,01 \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a} = \frac{0,36}{0,1} + \frac{0,1}{1} = \underline{\underline{3,7 \text{ s}}}$$

Dynamické hledisko:

Potřebný moment motoru:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm}$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM}$$

Moment od přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = \underline{\underline{0 \text{ Nm}}} \quad (\alpha = 0^\circ \Rightarrow M_{GT} = 0 \text{ Nm})$$

Momenty pasivních odporů:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} = \frac{35 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,92 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96} = \underline{\underline{3,16 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}}}$$

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} = \\ &= \frac{169,785 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 35 \cdot 9,82 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,016 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2} = \\ &= \underline{\underline{4,42 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}}} \end{aligned}$$

$$F_p = 0,35 \cdot F_A = 0,35 \cdot 485,1 = \underline{\underline{169,785 \text{ N}}}$$

Moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM} = 0 + 3,16 \cdot 10^{-4} + 4,42 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{4,74 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}}}$$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot:

$$J_m = m \cdot \left( \frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 35 \cdot \left( \frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = \underline{\underline{2,216 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm}} = J_{\text{mot}} + J_{\text{br}} + J_p + \frac{J_{\text{sp}}}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 1,8 \cdot 10^{-5} + 0 + 7,8 \cdot 10^{-6} + \\ + \frac{5,01 \cdot 10^{-6}}{5^2} + \frac{2,056 \cdot 10^{-5}}{5^2} + \frac{2,216 \cdot 10^{-5}}{5^2} = \underline{\underline{2,77 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

Potřebný moment motoru:

$$M_m = J_{\text{rhm}} \cdot \varepsilon_m + M_{\text{zdrhm}} = 2,77 \cdot 10^{-5} \cdot 6283,19 + 4,74 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,18 \text{ Nm}}}$$

Ověření momentu setrvačnosti redukovaného na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm}} = 1,5 \cdot J_{\text{mot}} \quad \text{pro kvalitní dynamické poměry}$$

$$J_{\text{rhm}} = 3 \cdot J_{\text{mot}} \quad \text{maximální hodnota}$$

$$\frac{J_{\text{rhm}}}{J_{\text{mot}}} = \frac{2,77 \cdot 10^{-5}}{1,8 \cdot 10^{-5}} = \underline{\underline{1,54}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

#### Vyhodnocení:

Navržený motor s převodovkou pro podélný posuv vyhovuje a dle poměru momentů setrvačnosti by méně výkonný motor nebyl vhodný z důvodu požadavku na kvalitní dynamické poměry.

#### **8.4.5. Vedení příčného posuvu**

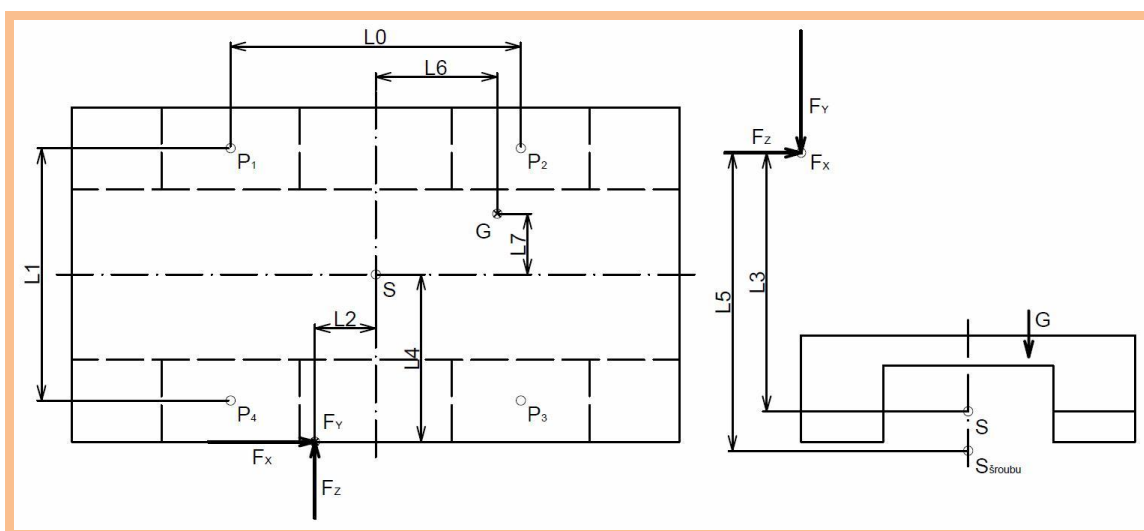
Stejně jako u kuličkových šroubů i u vedení byl výběr výrobce předem jasný. Proč jsem zvolil zrovna firmu HIWIN jsem již odůvodnil v úvodu kapitoly Návrh posuvů. Jelikož navrhuji malý stroj, jedinou možnou volbou je miniaturní lineární vedení MG. Toto vedení je vyráběno ve dvou variantách a to standardní úzká verze MGN a široká verze MGW. Vedení MGW díky široké formě přináší možnost vyšších zatěžovacích (klopných) momentů. Ovšem statická a dynamická únosnost u stejně vysokých typů není o mnoho vyšší. Z toho plyne, že pokud bychom potřebovali vedení snášející vysoké klopné momenty, ale životnost by nám vycházela velká, je vhodné zvolit právě širokou variantu. V mém případě je tomu přesně naopak, jak se později dozvíme z výpočtů. Při návrhu vedení příčného posuvu je tedy nutné nejprve provést výpočet klopných momentů a pomocí nich předběžně zvolit vedení. Dále vypočítat ekvivalentní zatížení, pomocí kterého ověříme statický bezpečnostní faktor a následně vypočítáme životnost. Výpočet statického bezpečnostního faktoru a životnosti nalezneme v katalogu Hiwin dostupném na oficiálních stránkách. Bohužel výpočet ekvivalentního zatížení tam nenajdeme. U tohoto výpočtu jsem se tedy nechal inspirovat katalogem konkurence a to společnosti THK. Pro potřeby výpočtů byl vytvořen velmi zjednodušený náčrt posuvových souřadnic (obr.8.33).





Ten obsahuje jen nejnútnejší kóty. Souřadnice těžiště byly zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2011 z předběžného návrhu, tedy bez krytování a nástrojů, ovšem s nástrojovou hlavou atd., kterou v náčrtu nenalezneme. Nakonec je potřeba zvolit přesnost systému a třídu předpětí. U CNC stroje je nutné zvolit vysokou přesnost (označení „H“) a lehké předpětí (označení „Z1“). Maximální délka kolejnice bez napojování je u většiny typů miniaturního lineárního vedení MG rovná 1 m a proto nás tato hodnota nikterak neomezí. [21, 23, 47]

### Návrhový výpočet:



Obr. 8.33 Posuvová souřadnice pro vedení příčného posuvu

### Znamé hodnoty:

Síly od obrábění:

$$F_x = 706,25 \text{ N}$$

$$F_y = 1940,4 \text{ N}$$

$$F_z = 485,1 \text{ N}$$

Hmotnost:

$$m = 15 \text{ kg} \quad (\text{z předběžného návrhu})$$

Tíhová síla:

$$G = m \cdot g = 15 \cdot 9,82 = 147,3 \text{ N}$$

Vzdálenosti:

$$L_0 = 95,6 \text{ mm} = 0,0956 \text{ m}$$

$$L_1 = 83 \text{ mm} = 0,083 \text{ m}$$

$$L_2 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$L_3 = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$$

$$L_4 = 55 \text{ mm} = 0,055 \text{ m}$$

$$L_5 = 98 \text{ mm} = 0,098 \text{ m}$$

$$L_6 = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$L_7 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

Přípustný statický moment:

$$M_0 = 39 \text{ Nm}$$

Statická únosnost:

$$C_0 = 6000 \text{ N}$$

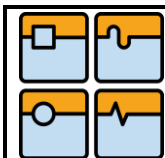
Dynamická únosnost:

$$C_{\text{dyn}} = 3800 \text{ N}$$

Pracovní posuv:

$$v = 1000 \text{ mm/min} = 1 \text{ m/min}$$

Pozn.: Vzdálenosti pochází z předběžného návrhu.



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výpočet klopných momentů pro volbu vedení:

Klopné momenty:

$$M_0 = \frac{-F_Z \cdot L_3 + F_Y \cdot L_4 - G \cdot L_7}{4} = \frac{-485,1 \cdot 0,085 + 1940,4 \cdot 0,055 - 147,3 \cdot 0,02}{4} = 15,64 \text{ Nm}$$

$$M_X = \frac{F_X \cdot L_3 - F_Y \cdot L_2 + G \cdot L_6}{4} = \frac{706,25 \cdot 0,085 - 1940,4 \cdot 0,02 + 147,3 \cdot 0,04}{4} = 6,78 \text{ Nm}$$

$$M_Y = \frac{F_X \cdot L_4 - F_Z \cdot L_2}{4} = \frac{706,25 \cdot 0,055 - 485,1 \cdot 0,02}{4} = 7,29 \text{ Nm}$$

Volba vedení:

Vypočteným klopným momentům odpovídá vedení MGN9H, avšak musím brát v úvahu bezpečnost neboli statický bezpečnostní faktor. Ten bude vypočten níže. Dále souřadnice těžiště byly, jak již bylo řečeno, zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2011 z předběžného návrhu, tedy bez krytování a nástrojů. Neposledním hlediskem pro volbu vedení jsou konstrukční požadavky. Z těchto důvodů volím raději lepší a větší vedení MGN12H.

Výpočet ekvivalentního zatížení:

Způsobené tíhovou silou G:

$$P_{1G} = \frac{G}{4} - \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} + \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{147,3}{4} - \frac{147,3 \cdot 40}{2 \cdot 95,6} + \frac{147,3 \cdot 20}{2 \cdot 83} = 23,76 \text{ N}$$

$$P_{2G} = \frac{G}{4} + \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} + \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{147,3}{4} + \frac{147,3 \cdot 40}{2 \cdot 95,6} + \frac{147,3 \cdot 20}{2 \cdot 83} = 85,39 \text{ N}$$

$$P_{3G} = \frac{G}{4} + \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} - \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{147,3}{4} + \frac{147,3 \cdot 40}{2 \cdot 95,6} - \frac{147,3 \cdot 20}{2 \cdot 83} = 49,89 \text{ N}$$

$$P_{4G} = \frac{G}{4} - \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} - \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{147,3}{4} - \frac{147,3 \cdot 40}{2 \cdot 95,6} - \frac{147,3 \cdot 20}{2 \cdot 83} = -11,74 \text{ N}$$

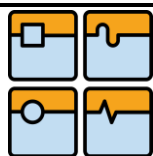
Způsobené silou od obrábění  $F_X$ :

$$P_{1X} = P_{4X} = -\frac{F_X \cdot L_5}{2 \cdot L_0} = -\frac{706,25 \cdot 98}{2 \cdot 95,6} = -361,99 \text{ N}$$

$$P_{2X} = P_{3X} = \frac{F_X \cdot L_5}{2 \cdot L_0} = \frac{706,25 \cdot 98}{2 \cdot 95,6} = 361,99 \text{ N}$$

$$P_{1TX} = P_{4TX} = \frac{F_X \cdot L_4}{2 \cdot L_0} = \frac{706,25 \cdot 55}{2 \cdot 95,6} = 203,16 \text{ N}$$

$$P_{2TX} = P_{3TX} = -\frac{F_X \cdot L_4}{2 \cdot L_0} = -\frac{706,25 \cdot 55}{2 \cdot 95,6} = -203,16 \text{ N}$$



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Způsobené silou od obrábění  $F_Y$ :

$$P_{1Y} = P_{4Y} = \frac{F_Y}{4} + \frac{F_Y \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{1940,4}{4} + \frac{1940,4 \cdot 20}{2 \cdot 95,6} = \underline{\underline{688,07 \text{ N}}}$$

$$P_{2Y} = P_{3Y} = \frac{F_Y}{4} - \frac{F_Y \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{1940,4}{4} - \frac{1940,4 \cdot 20}{2 \cdot 95,6} = \underline{\underline{282,13 \text{ N}}}$$

Způsobené silou od obrábění  $F_Z$ :

$$P_{1Z} = P_{2Z} = \frac{F_Z \cdot L_3}{2 \cdot L_1} = \frac{485,1 \cdot 85}{2 \cdot 83} = \underline{\underline{248,39 \text{ N}}}$$

$$P_{3Z} = P_{4Z} = -\frac{F_Z \cdot L_3}{2 \cdot L_1} = -\frac{485,1 \cdot 85}{2 \cdot 83} = \underline{\underline{-248,39 \text{ N}}}$$

$$P_{1TZ} = P_{4TZ} = -\frac{F_Z}{4} - \frac{F_Z \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = -\frac{485,1}{4} - \frac{485,1 \cdot 20}{2 \cdot 95,6} = \underline{\underline{-172,02 \text{ N}}}$$

$$P_{2TZ} = P_{3TZ} = -\frac{F_Z}{4} + \frac{F_Z \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = -\frac{485,1}{4} + \frac{485,1 \cdot 20}{2 \cdot 95,6} = \underline{\underline{-70,53 \text{ N}}}$$

Součet radiálních sil:

$$P_1 = P_{1G} + P_{1X} + P_{1Y} + P_{1Z} = 23,76 - 361,99 + 688,07 + 248,39 = \underline{\underline{598,23 \text{ N}}}$$

$$P_2 = P_{2G} + P_{2X} + P_{2Y} + P_{2Z} = 85,39 + 361,99 + 282,13 + 248,39 = \underline{\underline{977,9 \text{ N}}}$$

$$P_3 = P_{3G} + P_{3X} + P_{3Y} + P_{3Z} = 49,89 + 361,99 + 282,13 - 248,39 = \underline{\underline{445,62 \text{ N}}}$$

$$P_4 = P_{4G} + P_{4X} + P_{4Y} + P_{4Z} = -11,74 - 361,99 + 688,07 - 248,39 = \underline{\underline{65,95 \text{ N}}}$$

Součet axiálních sil:

$$P_{1T} = P_{1TX} + P_{1TZ} = 203,16 - 172,02 = \underline{\underline{31,14 \text{ N}}}$$

$$P_{2T} = P_{2TX} + P_{2TZ} = -203,16 - 70,53 = \underline{\underline{-273,69 \text{ N}}}$$

$$P_{3T} = P_{3TX} + P_{3TZ} = -203,16 - 70,53 = \underline{\underline{-273,69 \text{ N}}}$$

$$P_{4T} = P_{4TX} + P_{4TZ} = 203,16 - 172,02 = \underline{\underline{31,14 \text{ N}}}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_{1E} = |P_1| + |P_{1T}| = |598,23| + |31,14| = \underline{\underline{629,37 \text{ N}}}$$

$$P_{2E} = |P_2| + |P_{2T}| = |977,9| + |-273,69| = \underline{\underline{1251,59 \text{ N}}}$$

$$P_{3E} = |P_3| + |P_{3T}| = |445,62| + |-273,69| = \underline{\underline{719,31 \text{ N}}}$$

$$P_{4E} = |P_4| + |P_{4T}| = |65,95| + |31,14| = \underline{\underline{97,09 \text{ N}}}$$

$$P = P_{\max E} = P_{3E} = \underline{\underline{1251,59 \text{ N}}}$$

### Výpočet statického bezpečnostního faktoru:

Doporučené hodnoty:

$f = 1,25 - 3,0$  pro normální zatížení

$f = 3,0 - 5,0$  pro zatížení s rázy a vibracemi

$$f = \frac{C_0}{P} = \frac{6000}{1251,59} = 4,79 \quad f = \frac{M_0}{M} = \frac{39}{15,64} = 2,49 \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

### Výpočet životnosti:

Nominální životnost:

$$L = \left( \frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^3 \cdot 50000 = \left( \frac{3800}{1251,59} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{\underline{1399376,4 \text{ m}}}$$

Životnost v hodinách:

$$L_h = \left( \frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^3 \cdot \frac{50000}{v \cdot 60} = \left( \frac{3800}{1251,59} \right)^3 \cdot \frac{50000}{1 \cdot 60} = \underline{\underline{23323 \text{ h}}}$$

$$L_h \geq 20000 \text{ h} \quad 23323 \text{ h} \geq 20000 \text{ h} \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

### Vyhodnocení výpočtů:

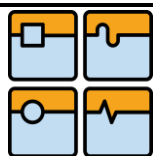
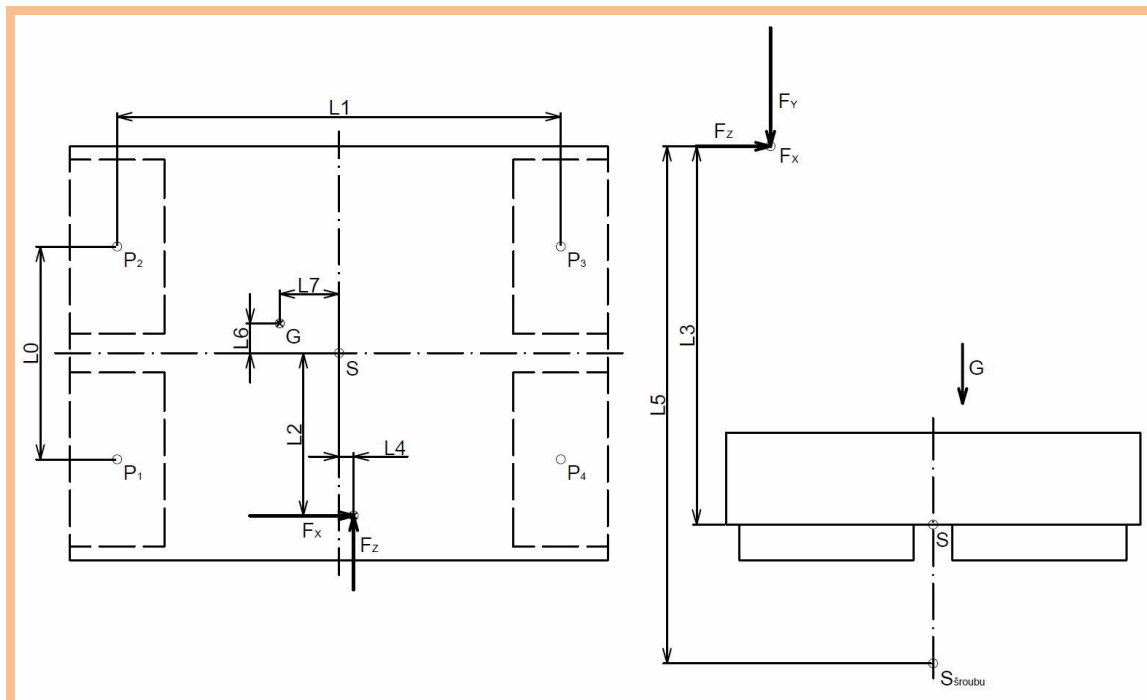
Navržené vedení pro příčný posuv vyhovuje jak z hlediska bezpečnostního faktoru, tak z hlediska životnosti. Z výpočtu je zřejmé, že menší vedení by rozhodně nešlo použít.

### Shrnutí volby vedení:

Pro příčný posuv volím dva kusy miniaturního vedení typ MGN12H. Každý kus se dvěma vozíky, s 300 mm kolejnici, vysokou přesností a lehkým předpětím. Jelikož u příčného posuvu předpokládám plné zakrytování, volím standardní ochranu proti prachu. Celé označení jednoho kusu tedy bude MGN12H2R0300Z1HM. [23]

### **8.4.6. Vedení podélného posuvu**

U vedení podélného posuvu platí naprosto veškeré informace uvedené v úvodu příčného posuvu, a je proto zbytečné je zde znovu vypisovat. Pro potřeby výpočtů byl opět vytvořen velmi zjednodušený náčrt posuvových souřadnic (obr 8.34). Postup výpočtu je též naprosto stejný. Jedinou novinkou bude to, že vedení nakonec bude objednáno s osmi vozíky celkem. Tedy se čtyřmi vozíky na kus vedení. Avšak čtyři vozíky (dva vozíky na kus vedení) budou sloužit pro posuv koníku, a proto nám do výpočtu nebudou nikterak zasahovat či ho jakkoliv ovlivňovat. V této kapitole s nimi tedy nebudu vůbec počítat či je brát na zřetel. Bližší informace budou uvedeny až v kapitole Konstrukce koníku.

**Návrhový výpočet:****Obr. 8.34** Posuvová souřadnice pro vedení podélného posuvu**Znamé hodnoty:**

Síly od obrábění:

$$F_x = 706,25 \text{ N}$$

$$F_y = 1940,4 \text{ N}$$

$$F_z = 485,1 \text{ N}$$

Hmotnost:

$$m = 35 \text{ kg} \quad (\text{z předběžného návrhu})$$

Tíhová síla:

$$G = m \cdot g = 35 \cdot 9,82 = 343,7 \text{ N}$$

Vzdálenosti:

$$L_0 = 72 \text{ mm} = 0,072 \text{ m}$$

$$L_1 = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$$

$$L_2 = 55 \text{ mm} = 0,055 \text{ m}$$

$$L_3 = 128 \text{ mm} = 0,128 \text{ m}$$

$$L_4 = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$$

$$L_5 = 175 \text{ mm} = 0,175 \text{ m}$$

$$L_6 = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$$

$$L_7 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

Přípustný statický moment:

$$M_0 = 75 \text{ Nm}$$

Statická únosnost:

$$C_0 = 9300 \text{ N}$$

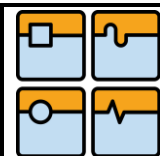
Dynamická únosnost:

$$C_{\text{dyn}} = 6500 \text{ N}$$

Pracovní posuv:

$$v = 1000 \text{ mm/min} = 1 \text{ m/min}$$

*Pozn.: Vzdálenosti pochází z předběžného návrhu.*

Výpočet klopných momentů pro volbu vedení:

Klopné momenty:

$$M_0 = \frac{F_x \cdot L_3 + F_y \cdot L_4 - G \cdot L_7}{4} = \frac{706,25 \cdot 0,128 + 1940,4 \cdot 0,005 - 343,7 \cdot 0,02}{4} = 23,32 \text{ Nm}$$

$$M_x = \frac{-F_z \cdot L_3 + F_y \cdot L_2 - G \cdot L_6}{4} = \frac{-485,1 \cdot 0,128 + 1940,4 \cdot 0,055 - 343,7 \cdot 0,01}{4} = 10,3 \text{ Nm}$$

$$M_y = \frac{F_x \cdot L_2 + F_z \cdot L_4}{4} = \frac{706,25 \cdot 0,055 - 485,1 \cdot 0,05}{4} = 10,32 \text{ Nm}$$

Volba vedení:

Vypočteným klopným momentům odpovídá vedení MGN12C, avšak stejně jako u příčného vedení musím brát v úvahu bezpečnost neboli statický bezpečnostní faktor. Ten bude vypočten níže. Dále souřadnice těžiště byly opět zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2011 z předběžného návrhu, tedy bez krytování a nástrojů. Neposledním hlediskem pro volbu vedení jsou konstrukční požadavky. Z těchto důvodů volím lepší a větší vedení MGN15H.

Výpočet ekvivalentního zatížení:

Způsobené tíhovou silou G:

$$P_{1G} = \frac{G}{4} - \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} + \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{343,7}{4} - \frac{343,7 \cdot 10}{2 \cdot 72} + \frac{343,7 \cdot 20}{2 \cdot 150} = 84,97 \text{ N}$$

$$P_{2G} = \frac{G}{4} + \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} + \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{343,7}{4} + \frac{343,7 \cdot 10}{2 \cdot 72} + \frac{343,7 \cdot 20}{2 \cdot 150} = 132,71 \text{ N}$$

$$P_{3G} = \frac{G}{4} + \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} - \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{343,7}{4} + \frac{343,7 \cdot 10}{2 \cdot 72} - \frac{343,7 \cdot 20}{2 \cdot 150} = 86,88 \text{ N}$$

$$P_{4G} = \frac{G}{4} - \frac{G \cdot L_6}{2 \cdot L_0} - \frac{G \cdot L_7}{2 \cdot L_1} = \frac{343,7}{4} - \frac{343,7 \cdot 10}{2 \cdot 72} - \frac{343,7 \cdot 20}{2 \cdot 150} = 39,14 \text{ N}$$

Způsobené silou od obrábění  $F_x$ :

$$P_{1x} = P_{2x} = -\frac{F_x \cdot L_3}{2 \cdot L_1} = -\frac{706,25 \cdot 128}{2 \cdot 150} = -301,33 \text{ N}$$

$$P_{3x} = P_{4x} = \frac{F_x \cdot L_3}{2 \cdot L_1} = \frac{706,25 \cdot 128}{2 \cdot 150} = 301,33 \text{ N}$$

$$P_{1TX} = P_{4TX} = \frac{F_x}{4} + \frac{F_x \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{706,25}{4} + \frac{706,25 \cdot 55}{2 \cdot 72} = 446,31 \text{ N}$$

$$P_{2TX} = P_{3TX} = \frac{F_x}{4} - \frac{F_x \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{706,25}{4} - \frac{706,25 \cdot 55}{2 \cdot 72} = -93,19 \text{ N}$$





## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Způsobené silou od obrábění  $F_Y$ :

$$P_{1Y} = P_{4Y} = \frac{F_Y}{4} + \frac{F_Y \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{1940,4}{4} + \frac{1940,4 \cdot 55}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{1226,23 \text{ N}}}$$

$$P_{2Y} = P_{3Y} = \frac{F_Y}{4} - \frac{F_Y \cdot L_2}{2 \cdot L_0} = \frac{1940,4}{4} - \frac{1940,4 \cdot 55}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{-256,03 \text{ N}}}$$

Způsobené silou od obrábění  $F_Z$ :

$$P_{1Z} = P_{4Z} = -\frac{F_Z \cdot L_5}{2 \cdot L_0} = -\frac{485,1 \cdot 175}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{-589,53 \text{ N}}}$$

$$P_{2Z} = P_{3Z} = \frac{F_Z \cdot L_5}{2 \cdot L_0} = \frac{485,1 \cdot 175}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{589,53 \text{ N}}}$$

$$P_{1TZ} = P_{4TZ} = \frac{F_Z \cdot L_4}{2 \cdot L_0} = \frac{485,1 \cdot 5}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{16,84 \text{ N}}}$$

$$P_{2TZ} = P_{3TZ} = -\frac{F_Z \cdot L_4}{2 \cdot L_0} = -\frac{485,1 \cdot 5}{2 \cdot 72} = \underline{\underline{-16,84 \text{ N}}}$$

Součet radiálních sil:

$$P_1 = P_{1G} + P_{1X} + P_{1Y} + P_{1Z} = 84,97 - 301,33 + 1226,23 - 589,53 = \underline{\underline{420,34 \text{ N}}}$$

$$P_2 = P_{2G} + P_{2X} + P_{2Y} + P_{2Z} = 132,71 - 301,33 - 256,03 + 589,53 = \underline{\underline{164,88 \text{ N}}}$$

$$P_3 = P_{3G} + P_{3X} + P_{3Y} + P_{3Z} = 86,88 + 301,33 - 256,03 + 589,53 = \underline{\underline{721,71 \text{ N}}}$$

$$P_4 = P_{4G} + P_{4X} + P_{4Y} + P_{4Z} = 39,14 + 301,33 + 1226,23 - 589,53 = \underline{\underline{977,17 \text{ N}}}$$

Součet axiálních sil:

$$P_{1T} = P_{1TX} + P_{1TZ} = 446,31 + 16,84 = \underline{\underline{463,15 \text{ N}}}$$

$$P_{2T} = P_{2TX} + P_{2TZ} = -93,19 - 16,84 = \underline{\underline{-110,03 \text{ N}}}$$

$$P_{3T} = P_{3TX} + P_{3TZ} = -93,19 - 16,84 = \underline{\underline{-110,03 \text{ N}}}$$

$$P_{4T} = P_{4TX} + P_{4TZ} = 446,31 + 16,84 = \underline{\underline{463,15 \text{ N}}}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_{1E} = |P_1| + |P_{1T}| = |420,34| + |463,15| = \underline{\underline{883,49 \text{ N}}}$$

$$P_{2E} = |P_2| + |P_{2T}| = |164,88| + |-110,03| = \underline{\underline{274,91 \text{ N}}}$$

$$P_{3E} = |P_3| + |P_{3T}| = |721,71| + |-110,03| = \underline{\underline{831,74 \text{ N}}}$$

$$P_{4E} = |P_4| + |P_{4T}| = |977,17| + |463,15| = \underline{\underline{1440,32 \text{ N}}}$$

$$P = P_{\max E} = P_{3E} = \underline{\underline{1440,32 \text{ N}}}$$

### Výpočet statického bezpečnostního faktoru:

Doporučené hodnoty:

$f = 1,25 - 3,0$  pro normální zatížení

$f = 3,0 - 5,0$  pro zatížení s rázy a vibracemi

$$f = \frac{C_0}{P} = \frac{9300}{1440,32} = \underline{\underline{6,46}} \quad f = \frac{M_0}{M} = \frac{75}{23,32} = \underline{\underline{3,22}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

### Výpočet životnosti:

Nominální životnost:

$$L = \left( \frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^3 \cdot 50000 = \left( \frac{6500}{1440,32} \right)^3 \cdot 50000 = \underline{\underline{4595503,5 \text{ m}}}$$

Životnost v hodinách:

$$L_h = \left( \frac{C_{\text{dyn}}}{P} \right)^3 \cdot \frac{50000}{v \cdot 60} = \left( \frac{6500}{1440,32} \right)^3 \cdot \frac{50000}{1 \cdot 60} = \underline{\underline{76592 \text{ h}}}$$

$$L_h \geq 50000 \text{ h} \quad 76592 \text{ h} \geq 50000 \text{ h} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

### Vyhodnocení výpočtů:

Navržené vedení pro podélný posuv vyhovuje jak z hlediska bezpečnostního faktoru, tak z hlediska životnosti. Z výpočtu je zřejmé, že menší vedení by nebylo vhodné použít.

### Shrnutí volby vedení:

Pro podélný posuv volím dva kusy miniaturního vedení typ MGN15H. Každý kus se čtyřmi vozíky (dva vozíky pro koník), s 800 mm kolejnicí, vysokou přesností a lehkým předpětím. Jelikož u příčného posuvu nepředpokládám plné zakrytování, volím navíc ochranu spodním těsněním. Spodní těsnění je na obou stranách spodní části vozíku a chrání proti nečistotám, které by mohly proniknout do oběžných drah ze spodu. Spodní těsnění se k vozíkům objednává přidáním označení „U“ u specifikace vozíku. Celé označení jednoho kusu tedy bude MGN15H4R0800Z1HMU. [23]

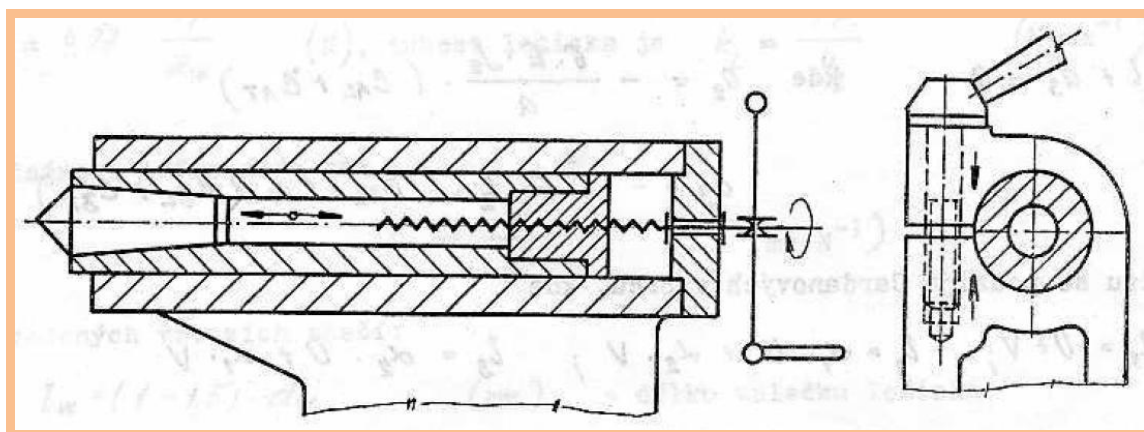
## 8.5. Konstrukce koníku

Koník je velmi důležitou součástí každého hrotového soustruhu, ať už se jedná o malý či velký, konvenční či CNC stroj. Používá se k několika obráběcím operacím jako je například vrtání, vyhrubování, vystružování či závitování. Lze do něj tedy upnout různé nástroje, jako jsou vrtáky, výhrubníky, výstružníky či závitníky. Nejčastěji však slouží k podepření dlouhých součástí či upínání mezi hroty. U CNC soustruhu musí být koník pro vrtání, vyhrubování, vystružování či závitování z důvodu bezpečnosti automatický. Většina malých CNC soustruhů má však koník manuální (viz kapitola Porovnání malých soustružnických strojů), ke kterému se bez otevření krytu nedostaneme. Je tedy zřejmé, že tento koník u těchto strojů slouží pouze k podepření dlouhých součástí či upínání obrobku mezi hroty. I já jsem zvolil variantu manuálního koníku z konstrukčního hlediska i přes její technologické nevýhody. [2]

Hlavními částmi koníku jsou těleso (svršek i spodek), hrotová objímka (pinola), upínací hrot, mechanismus k posuvu po loži a k výsunu pinoly z tělesa. Aby bylo možné v koníku používat různé nástroje, v mém případě pouze různé hroty, musí obsahovat normalizovanou upínací část. Při pohledu na vybrané malé soustružnické stroje (kapitola Malé soustružnické stroje), zjistíme, že většina malých CNC soustruhů používá Morse kužel 2. I já jsem ho tedy zvolil. U velkých soustruhů se požaduje určitá axiální poddajnost koníku, jelikož obrobek upnutý mezi hroty se při obrábění ohřevem roztahuje a při velkých délkách může roztažení nabýt značných hodnot. Při axiálně tuhém hrotu s pinolou, koníku by toto roztažení způsobilo zvýšení axiální síly na hrot a to by mohlo vést k určité deformaci obrobku a tím i ke geometrické nepřesnosti. Proto se u velkých soustruhů provádí odpružení pinoly koníku mechanicky pružinami nebo hydraulicky. V našem případě, kdy konstruuji malý CNC soustruh, toto nehrozí, a proto lze zvolit jednoduchou konstrukci bez odpružení. [2]

Pro konstrukci koníku jsem se nechal inspirovat schématem výsunu a zpevnění pinoly koníku (obr. 8.35) ze skript Obráběcí stroje, jejichž autorem je Prof. Ing. Václav Borský, CSc. Princip funkce je z obrázku jasně zřejmý a není proto důvod ho zde zcela do detailu popisovat. Avšak zmíním zde důležité informace pro konstrukci či odlišnosti od obrázku. Pro výsun pinoly bude použit lichoběžníkový závit TR 10 x 2. Na hřídeli, jejíž součástí je šroub se zmíněným závitem, bude nalisováno kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem FAG B7201-E-2RSD-T-P4S. Jedná se čistě o volbu vzhledem ke konstrukci a není zde potřeba počítat životnost či provádět jiné výpočty. Z vnější strany je hřídel zajištěna pomocí pojistného kroužku, který je schovaný pod noniusem. Za dalším osazením hřídele je připevněno dvoupaprskové hliníkové ovládací kolo s otočnou válcovou rukojetí od firmy KIPP (typ 06277-5080X10). Přenos krouticího momentu od ovládacího kola na hřídel je realizován pomocí pera a zajištění axiálního pohybu pomocí nerezové rýhované matice opět od firmy KIPP (typ 06120-102). Úkolem této matice je navíc rychlé povolení ovládacího kola a noniusu pro možnost jeho vynulování. Po zpětném utažení matice se ovládací kolo přitlačí na nonius a ten pak na osazení. Tlakový spoj brání samovolnému otočení noniusu vůči ovládacímu kolu. Na horní ploše těla koníku je vyvrtaná díra se závitem. V této díře je našroubován upravený šroub M10x1 ISO 1207, kterým se zamezuje pootáčení pinoly při jejím vysunování a zasunování. Pinola

by se totiž otáčela na místě a nedocházelo by k žádnému axiálnímu pohybu. Dále se tímto šroubem zajišťují krajní polohy rozsahu vysunutí a zasunutí. Výměny hrotu se dosáhne najetím do krajní polohy (maximálního zasunutí pinoly), kde 2 mm před dorazem zatlačí hřidel s lichoběžníkovým závitem na hrot a tak jej vytlačí z kuželu. Úplné zaaretování pinoly je provedeno pomocí ocelové kliky opět od firmy KIPP (typ 06340-210), kterou vyvodíme tlakový spoj mezi tělem koníku a pinolou. Princip, jak již bylo řečeno, je zobrazený na schematickém obrázku 8.35. [2, 19]



**Obr. 8.35** Schéma výsunu a zpevnění pinoly koníku [2]

Jako mechanismus k posuvu po loži byla zvolena přímá montáž koníku na další čtyři vozíky podélného posuvu, jak jsem již částečně zmínil v kapitole Vedení podélného posuvu. Jelikož jsou vozíky miniaturního vedení typ MGN15H dostatečně staticky dimenzované a při obrábění se s koníkem nepohybuje, není nutné vozíky z hlediska koníku ověřovat výpočtem. Pro zaaretování koníku je zvolena stejná klika (typ 06340-210), jakou jsem použil pro zaaretování pinoly. Při otočení kliky se svěrka přitlačí na ližinu, která je přišroubovaná k rámu.

Určitě si nelze nevšimnout, že jak ovládací kolo, kliky tak i zajišťovací rýhovaná matice pochází od firmy KIPP (Heinrich KIPP Werk KG). Tato soukromá rodinná firma s téměř stoletou tradicí nacházející se v Německu vyrábí upínací a ovládací prvky pro stroje a přípravky. Pro nás je jistě velmi důležitou informací, že výhradní zastoupení této firmy pro Českou a Slovenskou republiku nalezneme v Brně na ulici Maříkova. Jedná se o akciovou společnost MAREK Industrial a.s., působící na trhu již od roku 1992 a zastupující přední světové výrobce průmyslových komponentů, mezi něž patří firmy Norelem, Southco, Schmalz, Siko, Suspa, FM-Systeme, Fath a Ojop a právě Kipp. [19, 29]

Se strojem bude standardně dodáván otočný hrot soustružnický typ 8811. Jedná se o hrot pro standardní použití. Vyrábí se ve dvou verzích, a to jako přesný nebo standart. Přesná verze disponuje menší házivostí a na malý CNC soustruh je jistě vhodnější volbou. Samozřejmě musíme vybrat variantu pro Morse kužel 2. Objednací číslo tohoto hrotu tedy bude 8811-2/I. Výrobce nemůže být nikdo jiný než firma BISON-BIAL S.A.. Jde o světového výrobce upínací techniky pocházející z Polska s více než šedesátiletou tradicí. Autorizovaným distributorem firmy BISON-BIAL S.A. pro Českou republiku je společnost ZPJ, s.r.o. Tato společnost sídlí v Zábřehu zajišťuje obchodní styk, poradenství a prodej v celém rozsahu produktů firmy BISON-BIAL S.A.. [14, 51]

## 8.6. Návrh rámu

Na tuhosti rámu, jeho dynamické stabilitě a stálosti tvaru a na odolnosti proti opotřebení vodících ploch závisí v převážné míře přesnost obrábění. Je tedy zřejmé, že návrh rámu je velmi důležitou kapitolou, kterou jsem nemohl opomenout. Při návrhu rámu je nutné respektovat řadu hledisek, jako je kvalitní materiál rámu, dobrá statická tuhost, vyhovující dynamická a tepelná stabilita, umožnění dobrého odvodu třísek, jednoduchá a efektní výroba, malá hmotnost, snadná manipulovatelnost a dobré uložení na základ. [1, 4]

Kvalitní materiál je prvním a velice důležitým hlediskem při návrhu rámu, který má vliv na většinu ostatních požadavků. Na rám lze využít různé materiály, nejčastěji šedou litinu, ocel i ocelolitinu a také i různé neželezné materiály, zejména beton a polymer-beton. Při volbě materiálu je nutné posuzovat hlavně základní fyzikální vlastnosti daného druhu, protože ty přímo ovlivňují technické a provozní vlastnosti stroje (viz tabulka 8.2). [1, 4]

**Tab. 8.2** Fyzikální, technické a provozní vlastnosti rámu [4]

Fyzikální vlastnosti	Technické a provozní vlastnosti
Pevnost (tah, tlak, ohyb, krut)	Bezpečnost proti trvalé deformaci a zlomení
Specifická hmotnost	Hmotnost, statické a dynamické vlastnosti
Modul pružnosti (v tahu, smyku)	Statická a dynamická tuhost
Útlum chvění	Dynamické vlastnosti
Kluzné vlastnosti, tvrdost	Tření a opotřebení v kluzných zónách
Vnitřní pnutí	Trvalá přesnost (dlouhodobá)
Tepelná roztažnost a vodivost	Tepelná stabilita

Téměř všechny vlastnosti uvedené v tabulce 8.2. má konstruktér možnost do jisté míry ovlivnit. Existují však mnohá omezení, kterými se musí řídit. Tou hlavní je cena. Je tedy jasné, že ne vždy lze využít takovou možnost, která je technologicky nejvhodnější, ale musíme použít variantu, která je cenově přijatelná. Dalším omezeními jsou ve většině případů velice složité optimalizační postupy, které vyžadují vysoké nároky na vývojáře a náklady na komerční výpočtové systémy. Vyskytují se zde i další problémy jako neznalost vazeb atd. Z těchto důvodů se velmi často volí tradiční řešení, které však není optimální. [4]

U malých obráběcích strojů je situace obzvláště přející tradičnímu řešení. Použití neželezných materiálů jako je beton, polymer-beton a další zde hlavně díky rozměrům strojů pozbývá smyslu. Stejně tak použití špičkových slitin, které jsou velice nákladné, je v převážné míře u těchto strojů zbytečné. Většinou se totiž nejedná o stroje s extrémními výkony. Zaměřím se tedy pouze na nejběžnější materiály užívané pro rámy a to kovové materiály neboli ocel a litinu. Fyzikální vlastnosti oceli a litiny můžeme vidět v tabulce 8.3.

Části rámu malého CNC soustruhu mohou být tedy vyrobené jako odlitky ze šedé nebo tvárné litiny či jako svařence z oceli třídy 11. Jak odlitky, tak i svařence mají své výhody i nevýhody, které můžeme vidět na obrázku 8.36. Pochopitelně nejen ze souhrnných vlastností materiálů rámu nám musí být jasné, že odlitky jsou ekonomicky výhodné pro větší série, kdežto svařence jsou ekonomicky výhodné pro kusovou výrobu či malé série. Já však nevím, v jakém



množství bude můj konstruovaný CNC soustruh vyráběn. Pokud by byl určen převážně pro český trh, tak by se jednalo téměř o kusovou výrobu. Pokud však by byl prodáván do celého světa, situace by byla pochopitelně jiná.

Celá problematika rámu včetně jeho ověření pomocí metody konečných prvků (MKP) je velice složitá a přesahoval bych tak velmi výrazně rozsah této práce. Z těchto všech důvodů jsem se rozhodl pokusit navrhnout rám (lože i rám vřetena) tak, aby byla možná jeho výroba jak odlitím a následným obrobením, tak i jako svařenec. V modelu rámu najdeme jak rádiusy tak i zkosení a sražení hran, ale žádné sváry a tak do detailu neodpovídá ani odlitku ani svařenci. Avšak to také nebylo ani účelem. Je v něm však jasně viditelné, že jsem ponechal dostatek místa pro případné sváry i pro případné zaoblení hran pro vyjmutí z formy. Stejně tak může být dodatečně vyztužen z důvodu pevnosti.

**Tab. 8.3** Fyzikální vlastnosti kovových materiálů rámu [4]

	Ocel	Litina
Měrná hmotnost [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	7850	7200
Poissonova konstanta [-]	0,3	0,2 - 0,3
E-modul [GPa]	210	70 - 10
Pevnost v tahu [MPa]	400 - 1600	150 - 400
Pevnost v tlaku [MPa]	250 - 1200	700 - 1200
Pevnost v ohybu [MPa]	150 - 600	100 - 300
Dekrement útlumu [-]	0,002	0,003
Součinitel délkové roztažnosti [ $10^{-6}/\text{K}$ ]	11 - 18	10
Tepelná vodivost [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	47	50
Měrná tepelná kapacita [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]	0,49	0,45

#### Odlitky ze šedé nebo tvárné litiny ★★ ★



- Ekonomicky výhodné pro větší série
- Vyšší materiálové tlumení než u oceli
- Lepší obrobiteľnosť než u oceli
- V praxi zavedené technológie pro konstrukci a zpracování



- Malý měrný modul pružnosti
- Technologická omezení tvarování, proporci a přechodů
- Nevhodné pro malé série vzhledem k ceně formy a jader



#### Svařence z oceli třídy 11 ★★ ★



- Ekonomické řešení pro kusovou výrobu, malé série nebo dílce s velkým podílem změn
- Možnost konstrukce velmi složitých tvarů s velkými přechody tloušťek stěn a konstrukce žebrovaní bez ohledu na potřebu opakování tvarů jako u odlitků (využití jader)
- Vysoká hodnota modulu pružnosti



- Malé materiálové tlumení
- Horší obrobiteľnosť než u litiny, komplikovanější zaškrabávání
- Větší vnitřní pnutí než u litiny a nákladnější odstraňování vnitřních pnutí



**Obr. 8.36** Souhrnné vlastnosti kovových materiálů rámu [10]



## 8.7. Návrh krytování

Ochranné kryty pracovního prostoru chrání stroj a pracovníky proti odletujícím třískám, odstříku chladicí kapaliny, vysokému hluku a zamezují střetu obsluhy s pohybujícími se částmi stroje. Musí být konstruovány tak, aby splňovali náročné provozní podmínky, normy a požadavky na kvalitní ergonomii a průmyslový design. Ochranné kryty máme vnější, které tvoří rozhraní mezi vnějším okolím a pracovním prostorem (chrání obsluhu a životní prostředí) a dále vnitřní, které oddělují pohybové mechanismy od pracovního prostoru. Některé části krytů stroje plní několik funkcí naráz. Stejně tak krytování malého CNC soustruhu se skládá z vnitřního a vnějšího. Vnitřním krytováním tedy rozumíme kryty posuvů, vřetene, řemene, motoru atd. Vnější krytování je opláštění strojů neboli kapotáž. Třískové hospodářství neboli skluzy a šuple na třísky, které jsou přichycené ke kapotáži, jsem zařadil do vnějšího krytování, jelikož tyto součásti nemají jednoznačné zařazení. Tam také navíc zahrnu i vnější rám. Je to proto, že přímo konstrukce CNC soustruhu byla hlavní prioritou a soustruh je tak navrhnout a vymodelován téměř do detailu, kdežto kapotáž včetně skluzů atd. je pro mě pouze okrajovou záležitostí. Navržená kapotáž je dá se říct pouze takový předběžný návrh, který poukazuje na možné řešení. 3D model nebude obsahovat panty dveří, šrouby atd. [4]

### 8.7.1. Vnitřní krytování

Jak již bylo řečeno v úvodu nadřazené kapitoly Návrh krytování, tak mezi vnitřní krytování patří kryty posuvů (vedení, kuličkových šroubů), vřetene, řemene, motoru atd. Kryty vřetene, řemene a motoru jsou pevné kryty vyrobené nastříháním a ohýbáním plechů o tloušťce 2 mm a tak je zbytečné je zde jakkoliv popisovat. Vše je jasně zřejmé z 3D modelu. Zaměřím se tedy na pohyblivé kryty posuvů, mezi které patří teleskopické kryty, spirálové kryty, krycí měchy, roletové kryty a stírací rámečky. Jelikož se jedná o širokou problematiku, rozhodl jsem se využít převážně výrobků od společnosti HESTEGO a.s., která se ve svém zaměření řadí k nejvýznamnějším společnostem na českém, ale i evropském trhu. Tato firma nacházející se ve Vyškově na ulici Na Nouzovce se specializuje na vývoj a výrobu ochranných komponentů pro obráběcí stroje, zejména teleskopických krytů, stíracích systémů, kabelových nosičů atd. [20]

Základním a nejpoužívanějším pohyblivým krytem je kryt teleskopický. Tento kryt je složen z jednotlivých plechových segmentů, které jsou navzájem přesazeny a obepínají vedení stroje. Teleskopické kryty mají oproti ostatním řadu výhod. Mezi největší patří pevná ocelová konstrukce, která chrání lineární vedení před třískami, před chladicí kapalinou a také před mechanickým poškozením. Teleskopické kryty tedy vytváří maximální ochranu vedení a zvyšují životnost obráběcího stroje. Další nemalou výhodou je variabilitnost. Tyto kryty se vyrábí v různých tvarech a velikostech tak, aby konstrukčně odpovídaly danému obráběcímu stroji. Ne vždy to však stačí. Jelikož obsahují stírače a samozřejmě plech, který musí mít nějakou tloušťku, je použití u malých obráběcích strojů vzhledem k rozměrům někdy problematické. Samozřejmě tyto kryty mají i další řadu nevýhod jako je například vysoká hmotnost, která nepříznivě ovlivňuje dynamiku a chod stroje. Mezi další nevýhody patří například

rázy a hluk. Je tedy zřejmé, že teleskopický kryt jsem se snažil použít tam, kde je to nezbytně nutné. V mém případě je to jedna strana příčného suportu, na kterou dopadá nejvíc třísek. Bohužel i zde byla situace vzhledem k rozměrům stroje velice složitá, a tak jsem musel tento kryt otočit obráceně než by nám logické uvažování napovídalo. Kryt bude pochopitelně vyroben na zakázku u zmíněné firmy HESTEGO. Na druhé straně příčného posuvu jsem zvolil krytování krycím měchem tedy přesněji elastický skládaný měch vyrobený ze speciálního materiálu PUR Teflonu, který je doporučen pro frézování a soustružení. Je vodotěsný, odolný vůči emulzi, oleji i chemikáliím, ve velké míře odolný i vůči jiskrám a žhavým třískám. Hlavně tyto kryty jsou vhodné pro krytování strojů pracujících s velmi vysokými posuvovými rychlostmi a zrychlením díky své malé hmotnosti. [4, 20]

Na podélný posuv nebylo z konstrukčních důvodů možné použít teleskopické kryty a z důvodu neustálého přímého dopadu žhavých třísek ani krycí měch. Musel jsem tedy sáhnout po samotném krytování kuličkového šroubu pomocí teleskopické pružiny a ochrany vedení pomocí stíracího systému neboli stíracích rámečků. Teleskopické pružiny někdy nazývané spirálové kryty bývají vyrobeny z pružinové pásové oceli o extrémní tvrdosti v tloušťkách od 0,2 do 1 mm a rozměrech od 15 až do 230 mm vnitřního průměru s různou délkou. Z důvodu montáže jsou na obou koncích jednoduché centrovací příruby umožňující volný otáčivý pohyb pružiny, který je nutný při stlačování a roztahování. Já jsem zvolil dva kusy typu 20-450-40, které dokonce najdeme v katalogu HIWIN jako příslušenství pro náš kuličkový šroub. Jako ochranu vozíků vedení, jak jsem již zmínil, použiji stíracího systému neboli stíracích rámečků vyrobených na míru. Moderní stírací systémy se většinou skládají z kovového nosného rámečku, na němž je navulkanizován stěrač ze syntetického kaučuku, který přesně kopíruje daný profil valivého, nebo kluzného vedení. Pro správnou funkci stírání je nutné pryžový stěrač namontovat s určitou hodnotou předpětí, která se liší podle použitého materiálu a velikosti stěrače. Většina stěračů má omezenou odolnost vůči agresivním látkám a olejům. Je proto nutné stěrače po určité době vyměnit. Stírací rámečky se v dnešní době jednoduše přišroubují pomocí šroubů k pohyblivým částem stroje a tak zajistí lehkou výměnu při opotřebení. U některých stíracích systémů lze vyměnit pouze stěrač a nosný rámeček je možné dále používat. I já jsem zvolil přichycení stíracího rámečku pomocí šroubu s možnou výměnou pouze stěrače. [8, 20, 22]

### 8.7.2. Vnější krytování

V nadřazené kapitole Návrh krytování jsem uvedl, že navržená kapotáž bude sloužit pouze jako předběžný návrh, který bude poukazovat na možné řešení. Tuto problematiku a s tím i celou tuhle kapitolu tak budu řešit pouze okrajově. Nebudu vymýšlet žádný specifický design a náš soustruh nám tak bude celkově připomínat CNC soustruh KC6 od firmy NUMCO a EKS-250S od firmy PROMA (INAXES) a z velké části i CNC soustruh Opti L28 CNC od firmy BOW (OPTIMUM) a PicoTurn CNC od firmy KNUTH.

Rám vnějšího krytování, ke kterému je přišroubován celý stroj, je svařen z jaklů, které můžeme zakoupit například ve společnosti Feron a.s. pod názvem Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219,

rozměr 70x6. Tento rám nebyl nikterak ověřován ať už pomocí metody konečných prvků (MKP) či ručních výpočtů. O obchodní společnosti Ferona, a.s. prodávající hutní materiál na českém i slovenském trhu již téměř 200 let není potřeba se nijak zvlášť zmiňovat. Důležitou informací je pouze to, že ústřední sídlo nalezneme v Praze 1 na ulici Havlíčkova. Provozovnu má tato firma dokonce i v Brně na ulici Vídeňská. K rámu jsou přišroubované čtyři stavěcí patky D.80, které pod objednávacím číslem 408012 najdeme u firmy ALUTEC K&K a.s. sídlící v Čelákovících - Záluží na ulici Masarykova. Každá stavěcí patka unese až 500 kg. Společnost Alutec K&K a.s. působí v České republice od roku 1994 a dnes je plnohodnotným partnerem několika italských společností zabývajících se výrobou a vývojem hliníkových systémů. [12, 18]

Kapotáž stroje je vyrobena z 2 mm ocelového plechu, který mi vyšel po provedení výpočtů dle normy ČSN ISO 23125. Tato norma s názvem Obráběcí stroje - Bezpečnost - Soustruhy platí od 1.1. 2011. Tloušťka 2 mm je nejmenší možnou tloušťkou ocelového plechu uvedenou v tabulce příkladů materiálů. Dle této normy a zmíněných výpočtů jsem také zvolil potřebnou tloušťku polykarbonátu, ze kterého jsou vyrobeny průhledy do stroje. Opět se jedná o nejmenší možnou tloušťku polykarbonátu uvedenou v tabulce příkladů materiálů a to 6 mm. Veškeré výpočty včetně vyhodnocení jsou uvedené níže. Jelikož kopírování a jakékoliv rozšiřování norem je trestné, tabulku třídy odolnosti ani tabulku příkladů materiálů zde neuvádím. [11]

### Výpočet minimální tloušťky kapotáže dle normy ČSN ISO 23125:

#### Znamé hodnoty:

Průměr upínacího zařízení:	$B = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Hmotnost běžné tvrdé čelisti:	$m = 0,082 \text{ kg}$
Maximální frekvence otáčení vřetene:	$n = 3962 \text{ ot/min} = 66,03 \text{ s}^{-1}$
Bezpečnostní faktor:	1,25

#### Výpočet:

Obvodová rychlost:

$$v_p = \pi \cdot B \cdot n = \pi \cdot 0,1 \cdot 66,03 = \underline{\underline{20,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Rychlost nárazu:

$$v_1 = 1,25 \cdot \pi \cdot B \cdot \frac{n}{60} = 1,25 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot \frac{3962}{60} = \underline{\underline{25,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Energie nárazu:

$$J_c = \frac{m \cdot v_1^2}{2} = \frac{0,082 \cdot 25,93^2}{2} = \underline{\underline{27,57 \text{ J}}}$$

#### Vyhodnocení výpočtů:

Dle vypočítané obvodové rychlosti, rychlosti nárazu a energie nárazu mě stačí nejmenší třída pevnosti a to A<sub>1</sub>. Té odpovídá ocelový plech nejmenší uvedené tloušťky 2 mm a polykarbonát opět nejmenší uvedené tloušťky 6 mm.

## 8.8. Návrh řídicího systému

Jak v kapitole Návrh hlavního pohonu tak i v kapitole Návrh posuvů a jejich podkapitolách jsem se snažil veškerou elektroniku (frekvenční měnič hlavního pohonu i řídicí jednotky servomotorů pro posuvy a jejich příslušenství) volit tak, aby byla kompatibilní s co nejvíce CNC řídicími systémy. Uváděl jsem, že ještě nemám vybraný řídicí systém a že plánuji na přání zákazníka stroj dodávat právě i bez řídicího systému a umožnit mu tak jeho vlastní výběr. Přece jenom se jedná o stroj, který může být využíván k výukovým účelům ať už na středních, vyšších či vysokých odborných školách nebo přímo ve strojírenských firmách. Hlavně z tohoto důvodu jsem volil dražší lépe vybavené modely s větším množstvím integrovaných rozhraní, či možností jednoduchého rozšíření pomocí dokoupitelných a zvnějšku nasaditelných jednotek. Pro porovnání kompatibility jsem většinou uváděl CNC řídicí systémy SINUMERIK od firmy SIEMENS. Různé modely tohoto výrobce mají různé možnosti propojení s pohony posuvů a vřetena a proto ne všechny jsou kompatibilní. Ovšem snažil jsem se zaručit opravdu kompatibilitu s co největším množstvím modelů tohoto výrobce. Je jasné, že většina výrobců CNC systémů ať už se jedná o SIEMENS, FANUC a další, se snaží vyrábět své modely řídicích systémů tak, abychom používali převážně jejich motory, řídicí jednotky motorů atd. Naproti tomu výrobci regulačních pohonů a motorů se snaží o co největší kompatibilitu právě s CNC řídicími systémy od světoznámých značek. Je to všechno pochopitelně otázka zisku. Při pohledu do kapitoly Malé soustružnické stroje současné produkce zjistíme, že malé CNC soustruhy využívají hlavně systémy SIEMENS SINUMERIK či MACH 3. Některé stroje obsahují svůj vlastní řídicí systém a to samozřejmě z důvodu ceny. Porovnání bylo dalším důvodem, proč jsem se zaměřil právě na CNC systémy od firmy SIEMENS. Kompatibilitu se systémem MACH 3 lze totiž dosáhnout téměř vždy. Existuje nespočetné množství řídicích desek pro tento systém pro různé počty os pro kompatibilitu s různými frekvenčními měniči a řídicími jednotkami servomotorů. A v mém případě, kdy jsem volil elektroniku s co největším množstvím rozhraní (viz výše) by to opravdu neměl být problém. Na trhu nalezneme mnoho zařízení jako YAPSC:10V, DSPMC controller, KFlop motion controller, Smoothstepper které nám spolehlivě kompatibilitu zajistí. Nebudu zde uvádět, kterou řídicí desku bych přesně použil a stejně tak ani případně které doplňkové zařízení. Každé řešení má nějaké výhody i nevýhody. Teorie je totiž jedna věc, ovšem praxe může být jiná. Mám však tolik možností, že po diskuzi například s panem Ing. Petrem Quis, který vede firmu CNC shop s.r.o., nacházející se v Holasovicích by byla jistě zvolena a v jeho obchodě objednána nejvhodnější varianta. [15, 44, 50]

Nyní pár slov k firmě SIEMENS. Siemens AG je globálním elektrotechnickým koncernem, působícím skoro ve všech sektorech průmyslu. Tento koncern zaměstnává zhruba 405,000 zaměstnanců po celém světě. Zastoupení společnosti Siemens v České republice bylo založeno v Čechách a na Moravě před 120 lety a obnoveno v roce 1990. V současné době patří Siemens s 11.000 zaměstnanci mezi největší zaměstnavatele v České republice. V České republice působí v průmyslové a veřejné infrastruktuře, energetice, zdravotnictví a v informačních technologiích. Nás samozřejmě zajímá to, že pobočku nalezneme i v Brně a to na ulici Olomoucká. [44]

Jak jsem již zmínil, některé systémy SINUMERIK není možné s naší konfigurací provozovat z důvodu kompatibility. Uvedu zde proto seznam všech dostupných CNC řídicích systému od firmy SIEMENS včetně základních informací a s poznámkou o kompatibilitě. Pak je jen na zákazníkovi, který zvolí.

### **Sinumerik 802S a Sinumerik 802C**

Sinumerik 802S/802C jsou plnohodnotné CNC řídicí systémy pro nižší třídu obráběcích strojů. Systémy se skládají z minimálního množství komponentů. Celou sestavu řídicího systému tak tvoří ovládací panel OP020, NC-část ECU, In/Out jednotky PLC a Toolbox (SW pro uvedení do provozu). Sinumerik 802S/802C může řídit až 3 posuvové osy. U modelu 802S je k dispozici rozhraní pro pohony krokovými motory s impulzními a směrovými signály. Pro provoz s krokovými motory je zde možnost nastavení redukce (lineární nebo hyperbolická) zrychlení pro optimální využití zatěžovacích charakteristik motorů. Sinumerik 802C disponuje klasickým rozhraním  $\pm 10$  V. Připojení vřetena je realizováno u obou systémů přes analogové rozhraní  $\pm 10$  V. Tomuto modelu nechybí ani vstup pro přímé odměřování polohy vřetena. [40]

Shrnutí kompatibility: Sinumerik 802S - Kompatibilní (posuvy přes P/D - signály Impuls / Směr - 5V; vřeteno analogové rozhraní  $\pm 10$ V). Pozn.: Nutno zakoupit Převodník  $\pm 10$ V  $\rightarrow$  0 ... 10V pro komunikaci s frekvenčním měničem hlavního pohonu (viz kapitola Regulace otáček pohonu). Sinumerik 802C – Nekompatibilní. Problémem jsou zde posuvy. Sinumerik 802C disponuje klasickým rozhraním  $\pm 10$  V a tak bych musel použít pro posuvy řídicí jednotku LXM-05A, která však zase nemá Profibus-DP oproti LXM-05B a tak by nebyla kompatibilní s modelem 802D (sl), 810D (sl) a 840Di (sl). [40, 44]

### **Sinumerik 802D**

V ovládacím panelu tohoto řídicího systému jsou do jediné komponenty zahrnuty všechny CNC, PLC, HMI a komunikační úlohy. V bezúdržbovém hardwaru jsou integrována Profibus rozhraní pro připojení pohonů a periferních In/Out jednotek. Celou sestavu řídicího systému Sinumerik 802D tvoří centrální jednotka PCU210 s 10,4" TFT displejem, CNC klávesnice, In/Out periferní moduly PLC a Toolbox (SW pro uvedení do provozu). Sinumerik 802D může řídit až 4 digitální osy. Pro připojení posuvů je k dispozici rozhraní Profibus, kterým jsou přenášeny povely z interpolátoru v PCU do digitálních regulátorů jednotlivých souřadnic. Vřeteno může být realizováno jako kompletně digitální stejně jako posuvové osy přes rozhraní Profibus. Pro jednodušší aplikace lze použít pro vřeteno pohon připojený přes analogové rozhraní. [40]

Shrnutí kompatibility: Kompatibilní (posuvy i vřeteno přes Profibus nebo posuvy přes Profibus a vřeteno přes analogové rozhraní).

### **Sinumerik 802D sl**

Jedná se o modernizovanou verzi Sinumeriku 802D s možností připojení šesti digitálních pohonů Sinamics S120 přes Drive-CliQ. Periferii lze připojit přes Profibus. Profibus zachován, stejně jako analogové rozhraní vřetena. [41, 44]

Shrnutí kompatibility: Kompatibilní (posuvy i vřeteno přes Profibus nebo posuvy přes Profibus a vřeteno přes analogové rozhraní).



### Sinumerik 810D

Tento systém není technologicky omezený a podmínkou není ani nasazení u obráběcích strojů. Skládá se ze dvou komponentů a to z jednotky CCU (Compact Control Unit), tj. elektronického modulu sdružujícího funkce CNC, PLC, regulace a komunikace, a z výkonového modulu (CCU-box). Oba moduly existují ve dvou provedeních - CCU jako CCU1 pro kompaktní sériové obráběcí stroje, nebo CCU2 s rozšiřujícími funkcemi (Profibus aj.), což umožňuje použití systému i pro komplexní úlohy (řízení robotů, manipulátorů a speciálních strojů). CCU-box se liší dle výkonu. Systém je kompatibilní s pohony Simodrive 611D. Přes osová rozšíření je možno připojit externí výkonové moduly a při použití externích regulačních jednotek lze celkový počet řízených souřadnic rozšířit až na 6. Dnes se od tohoto systému již upouští. [40, 41]

Shrnutí kompatibility: Kompatibilní s CCU2 (posuvy i vřeteno přes Profibus).

### Sinumerik 840Di

Sinumerik 840Di je CNC řídicí systém integrovaný do průmyslového PC. Jedná se o hardwarově i softwarově otevřenou variantu určenou uživatelům, kteří upřednostňují systém na bázi PC. Oblast použití začíná od jednoduchých úloh polohování přes obrábění dřeva, manipulaci, montážní linky až po obráběcí stroje. Sinumerik 840Di se skládá z průmyslového PC PCU50, MCI-karty a systémového softwaru. Přes rozhraní Profibus-DP na kartě MCI jsou připojeny pohony a periferie. Od roku 2006 je nahrazován Sinumerikem 840Di sl. [40, 41]

Shrnutí kompatibility: Kompatibilní (posuvy i vřeteno přes Profibus).

### Sinumerik 840Di sl

Jedná se o modernizovanou verzi Sinumeriku 840Di. Sinumerik 840Di sl je opět plnohodnotné číslicové řízení na bázi PC nově určený pro spolupráci s pohony Sinamics S120. Skládá se z modernizovaných prvků a to průmyslového PC s označením PCU50.3, MCI2-Board a systémového softwaru. Přes rozhraní Profibus-DP jsou na MCI2-Board připojeny pohony a periferie. Součástí systémového softwaru je Sinumerik 840Di sl-Startup (kompatibilní se systémem Windows a umožňující lehký přístup do systému Sinumerik 840Di sl). [41, 44]

Shrnutí kompatibility: Kompatibilní (posuvy i vřeteno přes Profibus).

### Sinumerik 840D

Tímto systémem se nezaobírám, jelikož víceprocesorová jednotka NCU je integrována do pohonného systému Simodrive 611D. Na centrální jednotce NCU jsou sjednoceny funkce CNC, PLC a komunikace a tak tento systém nelze v našem případě použít. [40, 44]

Shrnutí kompatibility: Nekompatibilní (integrováno do pohonů Simodrive).

### Sinumerik 840D sl

Jde o modernizovanou verzi Sinumeriku 840D. Tímto systémem se opět nezaobírám, jelikož jedinou změnou je integrace do pohonů Sinamics S120 místo Simodrive 611D a tak tento systém nelze v našem případě použít. [40, 44]

Shrnutí kompatibility: Nekompatibilní (integrováno do pohonů Sinamics).



## 8.9. Výsledné parametry navrženého stroje

Tab. 8.4 Výsledné parametry navrženého stroje

Specifikace	Parametry
Max. točný průměr nad suportem	120 mm
Max. točný průměr nad ložem	268 mm
Max. točná délka	525 mm
Rozsah posuvu - osa X	150 mm
Rozsah posuvu - osa Z	360 mm
Šířka lože	185 mm
Otáčky	150 – 3950 ot./min
Průchod vřetene	16 mm
Kužel vřetene	MK3
Typ sklíčidla	Manuální
Typ koníka	Manuální
Posuv pinoly	50 mm
Kužel pinoly	MK2
Typ nožové / revolverové hlavy	Automatická
Kapacita zásobníku nástrojů	4
Rozměry upínaného nástroje	12 × 12 mm
Pohony os	AC servomotory
Elektronické rozlišení	
Opakovatelná přesnost	
Pracovní posuv - osa X	1000 mm/min
Pracovní posuv - osa Z	1000 mm/min
Rychloposuv - osa X	6000 mm/min
Rychloposuv - osa Z	6000 mm/min
Krouticí moment motoru - osa X	0,46 Nm
Krouticí moment motoru - osa Z	0,46 Nm
Příkon motoru chladicího čerpadla	-
Nádrž na chladicí kapalinu	-
Příkon	1500 W
Elektrické připojení	400 V
Rozměry	1234 × 1287 × 862 mm
Hmotnost	600 kg *
Řídicí systém	MACH 3 / SIEMENS **

\* Hmotnost je odhadnuta za pomoci programu Inventor 2011

\*\* Na stroji je možné použít více řídicích systémů SIEMENS  
Kompatibilní systémy: SINUMERIK 802S, SINUMERIK 802D (sl), SINUMERIK 810D, SINUMERIK 840 Di (sl)

## 9. Závěr

Cílem této diplomové práce byla konstrukce malého CNC soustruhu ideálního převážně pro malé série menších obrobků či pro učební potřeby. Již v úvodu práce jsem si stanovil obecné požadavky a předpoklady, jako je jednoduchá konstrukce využívající moderní prvky, jež jsou například valivé vedení místo kluzného rybinového nebo plynulá regulace otáček použitím třífázového asynchronního motoru s frekvenčním měničem místo systému se stejnosměrným motorem. Na základě rešerše a porovnání malých CNC soustruhů, nacházejících se nejenom na našem trhu, jsem zvolil předběžné technické parametry stroje a provedl konstrukční výpočty. Díky moderním prvkům se mi podařilo dosáhnout některých pro malé soustružnické stroje velmi špičkových parametrů, což hodnotím jako hlavní přínos oproti konkurenci.

Dalším přínosem je jistě to, že jsem se snažil využívat kvalitní prvky od renomovaných českých firem nebo alespoň od nejznámějších mezinárodních společností majících zastoupení v České republice a nejlépe přímo v Brně. Mezi tyto firmy jistě patří NORD, TYMA CZ s.r.o. zastupující společnost Continental Contitech AG, TOS Svitavy, FAG spadající pod Schaffler CZ s.r.o., HIWIN s.r.o., Berger Positec s.r.o., MAREK Industrial a.s. zastupující firmu KIPP, ZPJ s.r.o. zastupující společnost BISON-BIAL S.A., HESTEGO a.s., SIEMENS a další. Většina malých obráběcích strojů totiž pochází z Číny nebo se jedná o evropskou výrobu hojně využívající prvků neznámkových a neznámých firem z Číny. Přestože tyto stroje splňují nejvyšší úroveň kvality, jakost ISO 9001 a ISO 14 001, nabízí výbornou cenovou i výkonnostní úroveň a jsou dodávány v bohaté základní výbavě, je zřejmé, že nemohou nikdy dosahovat takových kvalit, jako stroje využívající prvky od výše zmíněných renomovaných výrobců. Pochopitelně můj navržený stroj díky využívání kvalitních prvků od renomovaných firem nemůže cenově konkurovat čínským výrobkům, přestože jsem se snažil, pokud to bylo jen trochu možné, využívat základních a tím i cenově přijatelných modelů. To vidím jako hlavní nevýhodu mého řešení.

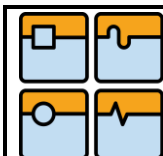
Při konstrukčním procesu jsem se zaměřil hlavně na konstrukci vřetena včetně návrhu hlavního pohonu a také na návrh posuvů. Tyto kapitoly jsem se snažil provést téměř do detailu. Stejně tak konstrukce jednoduchého manuálního koníku přes absenci výpočtů vykazuje vysoký stupeň detailnosti. Konstrukce rámu a krytování (vnitřního a hlavně vnějšího) již nebyla mou hlavní prioritou. Těmito kapitolami jsem se zabýval pouze okrajově a tak jsem nastínil možná řešení. Přesto jsem například v kapitole Vnější krytování vypočetl minimální tloušťku kapotáže dle normy ČSN ISO 23125.

Pro náročnější výpočty (například výpočet celého vřetena) jsem využil program Microsoft Excel 2007. Zbylé výpočty byly počítány manuálně. 3D modely a výkresy sestav jednotlivých strojních uzlů jsem vypracoval v programu Autodesk Inventor Professional 2011.

Návrh malého CNC soustruhu není jednoduchou záležitostí a v praxi je dílem několika konstruktérů, technologů, elektrikářů aj. neboli celého špičkového týmu pracujícího na konstrukci několik roků. A tak cíle definované v zadání a mé vlastní v úvodu této práce považuji za splněné, obzvláště k možnému rozsahu diplomové práce.

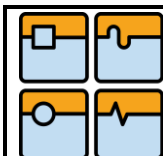
## 10. Seznam použitých zdrojů

- [1] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1991, 214 s. ISBN 80-214-0361-6.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [4] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přepracované, rozšířené. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-802-5479-803.
- [5] ŘASA, Jaroslav, GABRIEL, Vladimír. *Strojírenská technologie 3-1. díl: Metody, stroje a nástroje pro obrábění*. Praha: Scientia, 2000. 256 s. ISBN 80-7183-207-3
- [6] ŘASA, Jaroslav, POKORNÝ, Přemysl, GABRIEL, Vladimír. *Strojírenská technologie 3-2. díl: Obráběcí stroje pro automatizovanou výrobu fyzikální technologie obrábění*. Praha: Scientia, 2001. 221 s. ISBN 80-7183-227-8
- [7] DRIML, Bohuslav. *Učební texty*. Střední Průmyslová Škola Strojnická a Vyšší Odborná Škola Technická, Sokolská 1, Brno [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.elitalycea.wz.cz/files/tep/tep17.pdf>>.
- [8] HAMPL, Štěpán; KNOFLÍČEK, Radek. *Vlastnosti a konstrukce krytování pohyblivých částí obráběcích strojů* [online]. 2005 [cit. 2012-04-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/vlastnosti-a-konstrukce-krytovani-pohyblivych-casti-obrabecich-stroju.html>>.
- [9] OBEŠLOVÁ, Věra. *Podklady pro studenty - Strojírenská technologie*. Střední průmyslová škola strojnická a jazyková škola, Heverova 191, Kolín IV [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupné z WWW: <[http://www.sps-ko.cz/documents/STT\\_obeslova/Soustru%C5%BEen%C3%AD.pdf](http://www.sps-ko.cz/documents/STT_obeslova/Soustru%C5%BEen%C3%AD.pdf)>.
- [10] MAREK, Jiří. *Prezentace – učební podklady do předmětu Stavba výrobních strojů 1*. 2010 [cit. 2011-04-10]
- [11] Norma ČSN ISO 23125. *Obráběcí stroje - Bezpečnost – Soustruhy*. ÚNMZ Praha, 2011
- [12] *ALUTEC K&K* [online]. [cit. 2012-04-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.aluteckk.cz/>>.



- [13] *Berger Positec, s.r.o.* [online]. [cit. 2012-03-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.regulacni-pohony.cz/>>.
- [14] *BISON-BIAL S.A.* [online]. [cit. 2012-04-07]. Dostupný z WWW: <<http://www.bison-bial.pl/>>.
- [15] *CNC shop s.r.o.* [online]. [cit. 2012-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.cncshop.cz/>>.
- [16] *Elektropohony s krokovými motory v konstrukci manipulátorů a PR.* [online]. [cit. 2012-03-17]. Dostupný z WWW: <<http://strojirenstvi-maturita.blogspot.com/2011/10/26-elektropohony-s-krokovymi-motory-v.html>>.
- [17] *EMCO Group* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.emco-world.com/en/products/industrial-training/machines/turning/cat/20/d/1/p/20.html>>.
- [18] *Ferona, a.s.* [online]. [cit. 2012-04-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/index.php>>.
- [19] *Heinrich KIPP Werk KG* [online]. [cit. 2012-04-07]. Dostupný z WWW: <<http://www.kipp.com/>>.
- [20] *HESTEGO a.s.* [online]. [cit. 2012-04-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.hestego.cz/>>.
- [21] *Hiwin s.r.o.* [online]. [cit. 2012-03-03]. Dostupný z WWW: <<http://www.hiwin.cz/>>.
- [22] *Hiwin katalog kuličkové šrouby* [online]. [cit. 2012-03-03]. Dostupný z WWW: <<http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby+-prislusenstvi/file.html?id=1168>>.
- [23] *Hiwin katalog lineární vedení* [online]. [cit. 2012-03-03]. Dostupný z WWW: <<http://www.hiwin.cz/cs/linearni-vedeni/file.html?id=1277>>.
- [24] *ITAX Precision spol. s r. o.* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.obrabeci-stroje-itax.cz/skolni-system-soustruzeni>>.
- [25] *KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.knuth.de/produkt,25296,sprache,2.html>>.
- [26] *KOVOTECH VALOUCH* [online]. 2005 [cit. 2010-04-10]. Dostupný z WWW: <<http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cislocclanku=2005051801>>.

- [27] *Lexium 05 motion control katalog* [online]. [cit. 2012-03-24]. Dostupný z WWW: <[http://www.regulacni-pohony.cz/ftp/Katalog\\_LXM05\\_EN.zip](http://www.regulacni-pohony.cz/ftp/Katalog_LXM05_EN.zip)>.
- [28] *MANIX Co., Ltd* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <[http://www.manix.co.kr/new/build/product\\_list.php?page\\_idx=86&act=eng](http://www.manix.co.kr/new/build/product_list.php?page_idx=86&act=eng)>.
- [29] *MAREK Industrial a.s.* [online]. [cit. 2012-04-07]. Dostupný z WWW: <<http://www.marek.eu/>>.
- [30] *NORD – Poháněcí technika s.r.o.* [online]. [cit. 2012-01-14]. Dostupný z WWW: <[http://www2.nord.com/cms/cz/hp\\_home\\_CZ.jsp](http://www2.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp)>.
- [31] *NORD katalog F 3050 CZ* [online]. [cit. 2012-01-14]. Dostupný z WWW: <[http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/F3050\\_CZ\\_4408.pdf](http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/F3050_CZ_4408.pdf)>.
- [32] *NORD katalog M7000* [online]. [cit. 2012-01-14]. Dostupný z WWW: <[http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000\\_IE1\\_IE2\\_IE3\\_GB\\_2211\\_.pdf](http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/M7000_IE1_IE2_IE3_GB_2211_.pdf)>.
- [33] *NORD manuál BU 0500 CZ* [online]. [cit. 2012-01-14]. Dostupný z WWW: <[http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/BU0500\\_CZ\\_1409.pdf](http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/BU0500_CZ_1409.pdf)>.
- [34] *NUMCO CNC obráběcí stroje* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.numco.cz/produkty/soustruhy-s-vodorovnym-lozem/>>.
- [35] *OPTIMUM Maschinen Germany GmbH* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.optimum-maschinen.de/produkte/drehmaschinen-cnc/l28-cnc0000/index.html>>.
- [36] *Pramet katalog Soustružení 2012* [online]. [cit. 2012-01-14]. 2012 Dostupný z WWW: <<http://www.pramet.com/download/katalog/pdf/Turning%202012%20CZ%20PROG.pdf>>.
- [37] *PROMA CZ s.r.o.* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.promacz.cz/proma.php>>.
- [38] *PROMA CZ s.r.o. - INAXES CNC machinery* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.proma-group.com/data/soubory/cz/e-zone.pdf>>.
- [39] *První hanácká BOW* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.bow.cz/>>.



- [40] *Řídicí systémy pro každou technologii* [online]. 2002 [cit. 2012-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/ridici-systemy-pro-kazdou-technologie.html>>.
- [41] *Řídicí systémy, pohony a motory pro obráběcí stroje* [online]. 2006 [cit. 2012-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/ridici-systemy-pohony-a-motory-pro-obrabeci-stroje.html>>.
- [42] *Shanghai SIEG Machinery Co.* [online]. [cit. 2011-11-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.siegind.com/products-cnc.php>>.
- [43] *Schaeffler CZ s. r. o. (FAG)* [online]. [cit. 2012-01-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.schaeffler.cz/>>.
- [44] *Siemens AG* [online]. [cit. 2012-01-14]. Dostupný z WWW: <[https://www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/industry/Pages/Industry\\_homepage.aspx](https://www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/industry/Pages/Industry_homepage.aspx)>.
- [45] *Soustružení* [online]. 2011 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Soustru%C5%BEen%C3%AD>>.
- [46] *SVARINFO.cz* [online]. [cit. 2012-01-21]. Dostupný z WWW: <<http://svarbazar.cz/phprs/view.php?cislocclanku=2008020701>>.
- [47] *THK Calculating the Applied Load* [online]. [cit. 2012-03-24]. Dostupný z WWW: <[https://tech.thk.com/en/products/pdf/en\\_a01\\_040.pdf](https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a01_040.pdf)>.
- [48] *TOS Svitavy souhrnný katalog sklíčidel* [online]. [cit. 2012-01-21]. Dostupný z WWW: <[http://www.tos.cz/tospdf/souhrnny\\_katalog\\_sklicidel.pdf](http://www.tos.cz/tospdf/souhrnny_katalog_sklicidel.pdf)>.
- [49] *TYMA CZ, s.r.o.* [online]. [cit. 2012-01-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.tyma.cz/>>.
- [50] *Various ways to build a CNC system using Mach3* [online]. [cit. 2012-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.henriksplace.se/cnc/cncsystems/1.html>>.
- [51] *ZJP, s.r.o.* [online]. [cit. 2012-04-07]. Dostupný z WWW: <<http://www.zjp.cz/>>.



## 11. Seznam příloh

Pohled na řez vřetena a řez koníku

Pohled na nezakrytovaný suport

Pohled na CNC soustruh bez vnějšího krytování

Pohled na CNC soustruh včetně vnějšího krytování

Výkres sestavy vřetene (2-DP-V000)

Výkres sestavy koníku (2-DP-K000)

Výkres sestavy suportu (0-DP-S000)

Výkres sestavy CNC soustruhu (1-DP-C000)

CD s elektronickou verzí diplomové práce včetně příloh a 3D modelů