



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 SOUSTRUHU

DESIGN OF LATHE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MIROSLAV STRÁNSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Stránský

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Konstrukce soustruhu

v anglickém jazyce:

Design of lathe

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti soustružnických strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stroje. Provede základní konstrukční výpočty a vlastní zjednodušenou konstrukci obráběcího stroje v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti soustružnických strojů.

Volba technických parametrů konstruovaného soustruhu.

Kontrolní konstrukční výpočty.

Zjednodušený konstrukční návrh stroje.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy soustruhu a v elektronické příloze 3D model stroje.

Seznam odborné literatury:

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

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

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

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

www.kovosvit.cz

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

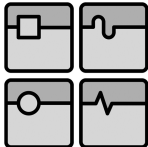
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 25.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Abstrakt

Předmětem této bakalářské práce je konstrukce soustruhu. První část této práce obsahuje stručný přehled soustruhů a jejich hlavních částí, používaných v současné době. Druhá část této práce obsahuje volbu základních technických parametrů soustruhu, potřebné výpočty a konstrukční řešení. Součástí práce je 3D model soustruhu, výkres sestavy a kusovník vytvořený v programu SolidWorks 2012.

Klíčová slova

Soustruh, konstrukce soustruhu, konstrukce pohonu, konstrukce vřetene

Abstract

The subject of this bachelor's thesis is a design of a turning machine. The first part of this thesis includes brief overview of turning machines and their main parts used nowadays. The second part includes the choice of basic technical parameters, necessary calculations and structural solution. 3D model of lathe made in SolidWorks 2012 Premium, assembly drawing and parts list are included.

Keywords

Lathe, lathe design, drive design, spindle design

Bibliografická citace

STRÁNSKÝ, M. *Konstrukce soustruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 59s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

		strojů, systémů a robotiky	
		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Konstrukce soustruhu* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a v seznamu literatury jsem uvedl všechny použité zdroje.

V Brně

.....
vlastnoruční podpis.autora

 	strojů, systémů a robotiky	
 	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

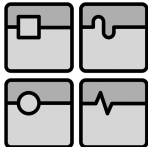
Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady, kterými přispěl při tvorbě této práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Janu Podrapskému z technické podpory firmy Siemens s.r.o., který pro tuto práci vytypoval sestavu řízení pohonů v závislosti na mnou vypočtených parametrech jednotlivých pohonů.

Obsah

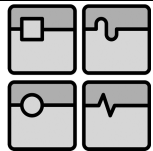
Úvod	13
1. Historie	14
2. Soustruhy	16
2.1 Hrotové soustruhy	16
2.2 Čelní soustruhy	17
2.3 Svislé soustruhy	18
2.4 Revolverové soustruhy	18
2.5 Poloautomatické a automatické soustruhy	19
2.6 Číslicově řízené soustruhy	19
3. Hlavní části soustruhu	21
3.1 Pohony	23
3.2 Chlazení elektrických pohonů	24
3.3 Vřetena	25
3.4 Vedení	25
4 Konstrukce soustruhu	27
4.1 Hlavní parametry navrhovaného stroje	27
4.2 Konstrukce pohonu	27
4.2.1 Regulace pohonu	30
4.2.2 Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno	30
4.3 Konstrukce vřetene	32
4.3.1 Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky	33
4.3.2 Kontrola vřetene	36
4.3.3 Trvanlivost ložisek	42
4.4 Konstrukce vedení	44
4.5 Konstrukce pohonu lineárních posuvů	45
4.6 Odměřování polohy	47
4.7 Nástrojový revolver	48
4.8 Koník	48
4.9 Odvod třísky	49
4.10 Ochranné krytování	50
Závěr	51
Seznam použité literatury a jiných zdrojů	52
Seznam použitých symbolů	54
Seznam obrázků	57
Seznam tabulek	57
Seznam příloh	58

	strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Úvod

Tato práce svému čtenáři nabízí stručný přehled konstrukčního návrhu soustruhu. Celá práce se skládá ze dvou částí. V první části je uvedena stručná rešerše soustruhů, druhé část se věnuje konstrukci středního číslicově řízeného soustruhu.

V rešeršní části je uvedeno rozdělení soustruhů, dle konstrukčního uspořádání, které jsou v současné době na trhu. Dále jsou uvedeny jednotlivé části soustruhu a jejich funkce. Druhá část této práce se věnuje konstrukci základních uzlů soustruhu. Pro soustruh navrhovaný v této práci se předpokládá využití v závodech zabývajících se obráběním kovů. Tento stroj je určen pro všechny druhy operací prováděných na strojích jeho kategorie.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

1. Historie

Již od dob prvních lidí si člověk usnadňuje svoji práci vhodnými nástroji. Pravěcí lidé zjistili, že některé druhy kamene se dají tvarovat odštěpováním jejich kousků. Tímto způsobem si člověk nejenom vytvořil první nástroje, ale dalo by se říci, že aniž by to v té době věděl, vytvořil základy vědy dnes známé jako teorie obrábění. Jak se postupně člověk vyvíjel, vyvíjelo se i obrábění.

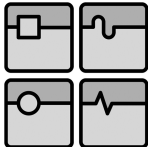
Člověk začal postupně nahrazovat práci svých rukou vhodným nástrojem a později mechanismem, který jeho práci zjednodušil a také zefektivnil, což vedlo k vývoji prvních obráběcích strojů. Během studií různých archeologických objevů se zjistilo, že první vrtačky se objevily již ve starověku. Nejednalo se o vrtačky v podobě, jak je známe dnes, ale přesto člověku umožnily vytvářet do předmětů kruhové díry.

Přibližně v době, kdy člověk začal vyrábět nádoby na hrnčířském kruhu, začaly vznikat také první soustruhy, které byly odvozeny právě z hrnčířského kruhu, tedy se svislou osou otáčení. Obráběcí nástroj byl vedený rukama a silou pracovníka. V této podobě se vývoj obráběcích strojů na nějakou dobu zastavil.

Jeden z největších pokroků, který posunul obrábění o stupeň výš, bylo zavedení prizmatického vedení v období renesance. Za tento objev nevďčíme nikomu jinému, než italskému vynálezci Leonardovi da Vinci. Obráběcí nástroj sice pracovník stále držel v rukou, ale zároveň si ho opíral o již zmíněné vedení. Další změnou, kterou da Vinci zavedl, bylo sklopení osy otáčení o 90°, čímž vznikl vodorovný soustruh. Pro pohon tohoto soustruhu zavedl šlapací mechanismus, který si mnoho z nás pamatuje například ze šicích strojů našich babiček. Tato změna vedla ke zpřesnění práce. Na této úrovni se vývoj obráběcích strojů opět na nějakou dobu pozastavil.

Obrovské změny pro obrábění znamenalo 19. století, konkrétně objevení parního stroje a později také využití elektrické energie a objevení elektromotoru. V této době začaly také vznikat první továrny se stroji poháněnými přes transmissi právě parním strojem. Když v roce 1834 Thomas Davenport sestrojil první provozuschopný elektromotor, vedlo to ke dvěma důsledkům. Tím prvním se staly závody mezi vědeckými velikány té doby o ovládnutí trhu s elektromotory a s nimi spojenými elektrickými součástmi. Druhým důsledkem bylo postupné zavedení elektromotorů do pohonu obráběcích strojů.

Co se týče elektromotoru, tak ten získal oficiálně svoji dnešní podobu, čímž se myslí asynchronní motor na střídavý proud v roce 1888. Srbský geniální vědec žijící v Americe, Nikola Tesla, 1. května toto roku získal patent na elektromotor s rotujícím magnetickým polem napájeným střídavým proudem (žádost o patent byla podána 12. listopadu 1887). Tesla svými dalšími vynálezy mimo jiné také umožnil dopravu elektrické energie na vzdálenost až stovek kilometrů. V té době to byl obrovský průlom, neboť využití elektrické energie a zavedení elektrifikace bylo díky tomu možné i v oblastech, kde nebyla žádná elektrárna. V té době byl sice elektromotor na rozmachu, ale jeho cena byla poměrně vysoká. Továrny

	strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

sice postupně vyměnily parní stroje za elektromotory, avšak rozvod točivého momentu byl stále rozváděn po dílně pomocí transmise.

20. století znamenalo zvyšování výkonů, zkracování strojních časů a zvyšování přesnosti práce. To vedlo k neustálému zlepšování obráběcích strojů a také k zařazení pohonných elektromotorů přímo ke stroji a vynechání transmise. Jinými slovy každý obráběcí stroj byl poháněn svým elektromotorem.

Od 50. let 20. století byl vývoj obráběcích strojů směřován k vývoji programově řízených strojů. V roce 1960 uvedla firma Kearney&Trecker první NC frézovací centrum (NC - Numeric Control = číslicové řízení) s tranzistorovými řídicími systémy. Další vývoj výpočetní techniky, konkrétně sestavení počítačů s mikroprocesory, vedl k jejich zavedení do řídicích systémů obráběcích strojů. V současné době jsou programově řízené stroje označovány jako CNC (CNC – Computer Numeric Control – číslicové řízení pomocí počítače) a jejich dalším vývojem se zabývají firmy po celém světě.

Největšího pokroku se ve 20. století dostalo řezným materiálům obráběcích nástrojů. Jejich vývoj prošel od uhlíkatých ocelí, přes rychlořezné oceli, až ke slinutým karbidům (dále pouze SK), které byly vynalezeny v Německu ve 20. letech. Materiálem obráběcího nástroje zůstala uhlíkatá ocel, avšak jeho pracovní částí se stala vhodně tvarovaná destička z SK, která byla k nástroji přiletována, v současnosti je destička přišroubována k nástroji. SK prochází neustálým vývojem dodnes, konkrétně vývojem lepších směsí pro vyšší zátěž a delší životnost.

2 Soustruhy

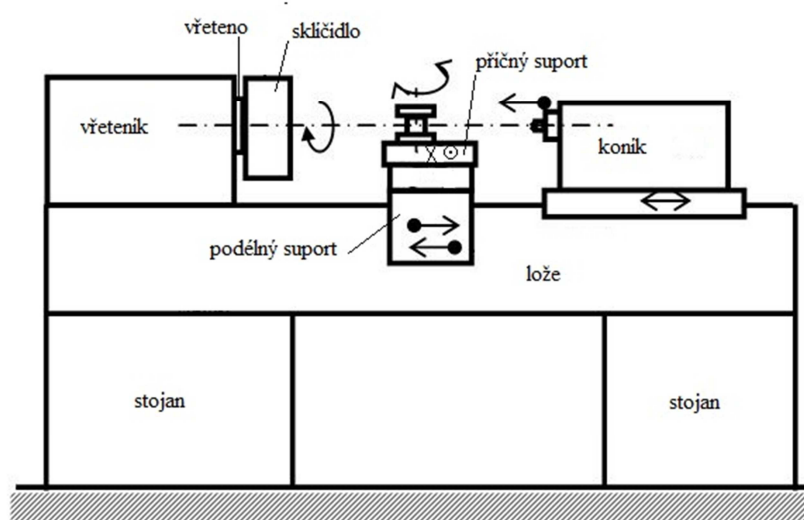
V současné době si obráběcí stroje drží dominantní postavení ve strojní výrobě. Soustruhy jsou dnes nezbytnou součástí každé firmy zabývající se strojní výrobou a obráběním kovů. V celkovém měřítku tvoří téměř třetinový podíl na celé strojní výrobě.

Soustruhy jsou obráběcí stroje pro výrobu rotačních součástí, jako jsou například hřídele, různé čepy nebo rotační tvarové plochy. U soustružení koná obrobek rotační pohyb označovaný zároveň jako hlavním řezný pohyb. Nástroj koná translační pohyb označovaný jako vedlejší řezný pohyb. Přebytečný materiál je z obrobku odebírán soustružnickým nožem ve formě třísky.

Soustruhů je dnes na trhu nepřeberné množství v mnoha provedeních a velikostech. Rozdělují se na: hrotové, čelní, svislé, revolverové, poloautomatické, automatické a číslicově řízené.

2.1 Hrotové soustruhy

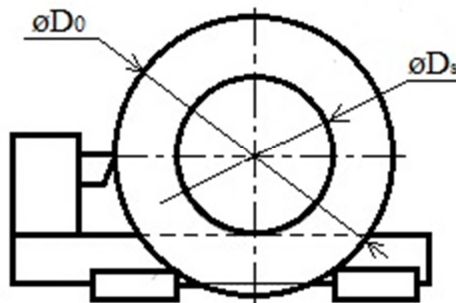
Hrotové soustruhy představují nejrozšířenější skupinu soustruhů ve výrobní praxi, což je důsledkem univerzality jejich použití. Lze na nich obrábět vnější a vnitřní válcové plochy, různé tvarové rotační plochy, kuželové plochy a řezat závity. Hrotové soustruhy umožňují hned několik způsobů jak obrobek upnout. Mezi nejčastější patří upnutí mezi hroty nebo letmé upnutí ve sklíčidle. Možnost využití širokého spektra nástrojů a příslušenství jim zajišťuje právě jejich univerzálnost použití. Schematicky znázorněný hrotový soustruh je na obr. 2.1.1



Obr. 2.1.1 Hrotový soustruh [19]

Pro hrotové soustruhy je charakteristický velký rozsah otáček a posuvů, což bývá řešeno stupňovou převodovkou v kombinaci s regulačním elektromotorem. Mezi jejich hlavní rozměrové parametry patří oběžný průměr nad ložem D_0 , znázorněný na obr. 2.1.2, udávající maximální průměr obrobku, který lze na stroj upnout. Dalším z hlavních rozměrových parametrů je maximální vzdálenost mezi hroty L_0 , která udává maximální délku obrobku,

který lze obrábět. V některých případech bývá ještě uveden oběžný průměr nad suportem D_s , který udává maximální průměr obrobku, který projde nad suportem a je možné jej obrábět.



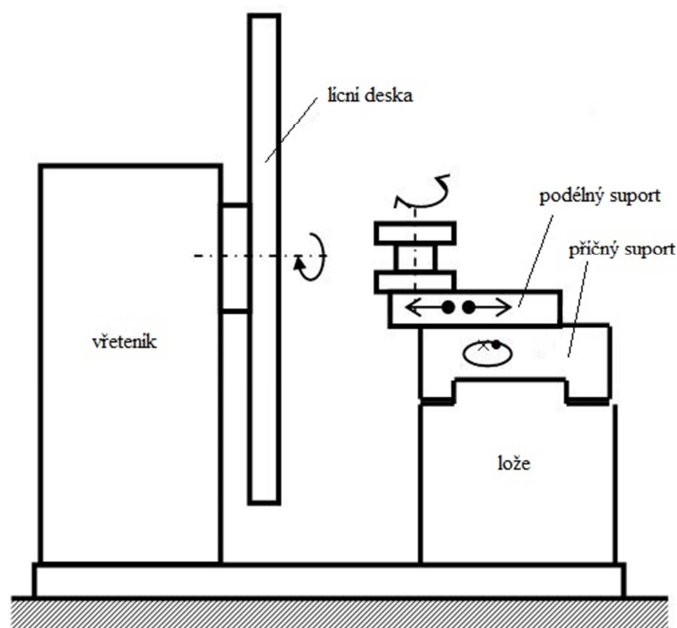
Obr. 2.1.2 Oběžný průměr

Hrotové soustruhy se člení do tří velikostních skupin, přičemž kritériem pro toto rozdělení je dříve zmíněný oběžný průměr, který je dělí na:

- malé – pro $D_0 = 250\text{mm}$
- střední – pro $D_0 = 300 \div 900\text{mm}$
- velké – pro $D_0 > 900\text{mm}$

2.2 Čelní soustruhy

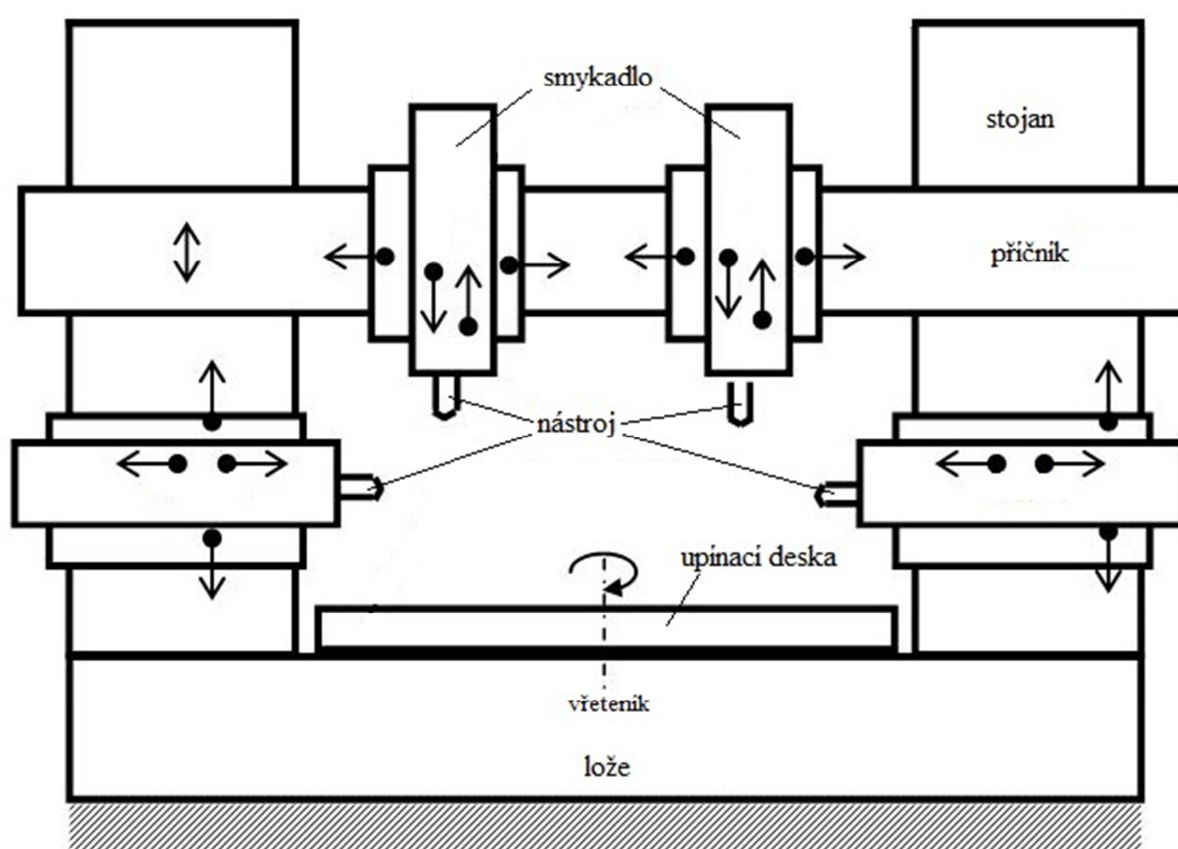
Čelní soustruhy se používají k obrábění čelních ploch deskových nebo prstencových součástí, u nichž je průměr několikanásobně větší než jejich délka. Lože a suport tvoří samostatnou jednotku, kterou lze ustavit do vhodné polohy vůči obrobku, který je upnutý na lící desce. Schematicky znázorněný čelní soustruh je na obr. 2.2.1



Obr. 2.2.1 Čelní soustruh [19]

2.3 Svislé soustruhy

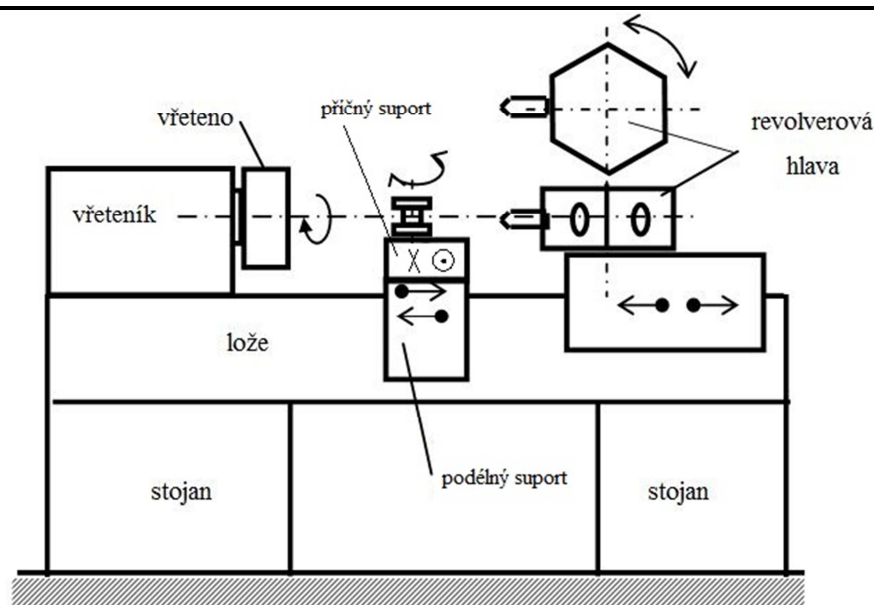
Svislé soustruhy mají svislou osu otáčení vodorovné upínací desky. Na těchto soustruzích se obrábějí převážně součásti, jejichž průměr je značně větší než jejich délka. Charakteristickým rozměrem svislých soustruhů je největší oběžný průměr. Velikost těchto soustruhů je odstupňována v normalizované řadě R10 od 800 do 20 000 mm. Poměr výšky k průměru soustružení bývá přibližně 0,75 – 0,5 pro velké a 0,75 – 0,9 pro malé svislé soustruhy. Při využití přídatných zařízení je na nich také možné například brousit, frézovat či obrážet. Schematicky je svislý soustruh znázorněn na obr. 2.3.1



Obr. 2.3.1 Svislý soustruh [19]

2.4 Revolverové soustruhy

Revolverové soustruhy svým konstrukčním provedením připomínají hrotové soustruhy, ze kterých byla jejich konstrukce odvozena. Jejich charakteristickým znakem je revolverová hlava s pěti až 16 nástroji. Tato koncepce soustruhu byla vyvinuta především při snaze o snížení vedlejších nevýrobních časů, konkrétně časů na výměnu nástroje. Schematicky je revolverový soustruh znázorněn na obr. 2.4.1



Obr. 2.4.1 Revolverový soustruh [19]

2.5 Poloautomatické a automatické soustruhy

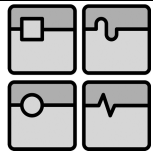
Poloautomatické a automatické soustruhy se používají převážně v sériové nebo velkosériové výrobě. U poloautomatických soustruhů je nezbytná obsluha, která vyměňuje obrobky a spouští automatizovaný pracovní cyklus. U automatických soustruhů je výměna obrobku i spuštění výrobního cyklu plně automatizovaná a přítomnost obsluhy tudíž není nutná.

Podle způsobů řízení lze tyto stroje rozdělit do dvou skupin, konkrétně s křivkovým a bezkřivkovým řízením. Křivkové řízení představuje systém řízení veškerých pracovních pohybů pomocí vaček. Bezkrivkové řízení představuje elektrohydraulický systém řízení pracovních pohybů. Poloautomatické i automatické soustruhy se vyrábějí v jednovřetenovém nebo ve vícevřetenovém provedení.

2.6 Číslicově řízené soustruhy

Číslicově řízené soustruhy představují v současnosti stále se vyvíjející provedení. Tento typ výrobního stroje může mít kterékoliv z dříve uvedených konstrukčních provedení. Poloha lože vůči vřetenu je odměřována pomocí čidel na polohovém pravítku. Všechny informace potřebné pro obrobené součásti jsou zaznamenány ve formě řady numerických znaků. Tyto informace zahrnují určující rozměry součásti, řídicí funkce (posuv, otáčky), a pomocné informace (zapnutí chladicí kapaliny...) [6]

Důsledkem nahrazení lidské osoby řídicím systémem došlo ke značnému zvýšení přesnosti celého stroje i jeho jednotlivých uzlů. Z konstrukčního hlediska je pro tyto stroje charakteristické přesné provedení a vysoká tuhost, což má za následek minimální oteplování jednotlivých uzlů stroje. Dalším charakteristickým znakem těchto strojů je revolverový

	strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

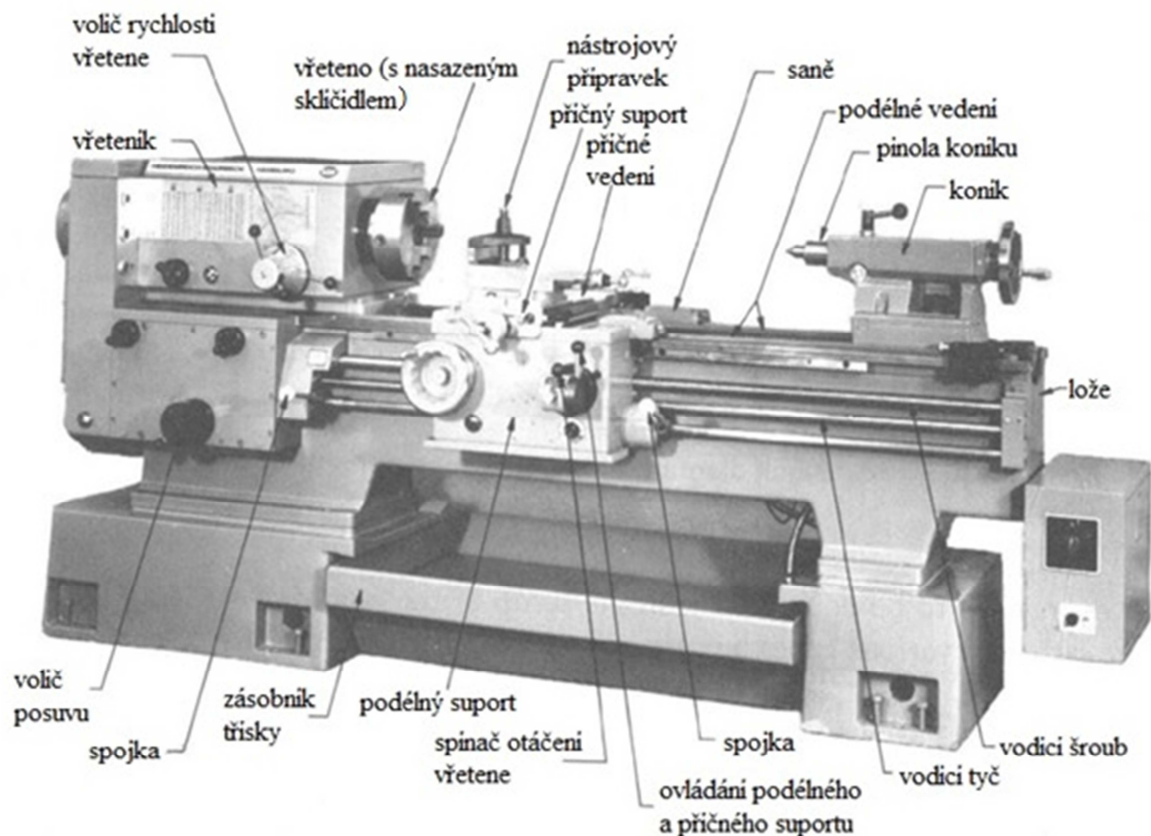
zásobník nástrojů, nebo automatická výměna nástrojů, což vede k vyššímu zautomatizování obráběcího cyklu.

Pohony těchto strojů jsou realizovány střídavými servopohony (pohony s velkým regulačním rozsahem, umožňující hospodárný průběh řezného procesu). Řezný proces je přizpůsobován v každém okamžiku obrábění, aby odpovídal optimálním řezným podmínkám.

Zjednodušený návrh konstrukce číslicově řízeného soustruhu bude součástí této práce. Některé konstrukční uzly budou zjednodušeně řešeny v následujících kapitolách.

3 Hlavní části soustruhu

Soustruhy jsou, stejně jako jiné obráběcí stroje, složitá výrobní zařízení. Jako každé složené zařízení, i soustruh lze rozdělit na několik hlavních elementů. Základními prvky každého soustruhu jsou elektromotor, převodovky otáček a posuvů, vřeteník, lože, suporty, koník a další. Jednotlivé části jsou znázorněny na obr. 3.1 a některé z nich budou stručně popsány v následujícím textu.



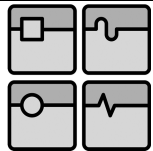
Obr. 3.1 Soustruh a jeho části – přeloženo [19]

Rám

Lože i stojany, popřípadě příčník, sloupy a konzoly jsou základní části rámu obráběcího stroje. Na jejich tuhosti, odolnosti proti opotřebení vodících ploch, dynamické stabilitě a stálosti tvaru závisí v převážné míře přesnost obrábění. [6]

Lože

Část stroje skříňového tvaru, zpravidla s převládající délkou nebo šířkou nad výškou. U většiny strojů spojuje základní části stroje v celek. Na loži jsou vodící plochy (pro stůl, suport nebo další základní části) a případně dosedací plochy pro uložení (připojení) dalších základních částí. [6]

	strojů, systémů a robotiky	Str. 22
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Vřeteník

Část stroje zpravidla skříňového tvaru. Je v něm uloženo vřeteno, případně i převodové ústrojí pro změnu otáček vřetena. [6]

Koník

Část stroje sestávající z tělesa koníku a posuvné hrotové objímky. Slouží k upínání obrobků, případně nástrojů při obrábění. [6]

Hrotová objímka

Součást tvaru dutého válce. V přední části má kuželovitou dutinu pro upnutí hrotu, příp. nástroje. [6] Nejčastěji má kuželovitá dutina tvar Morse kuželu.

Suport

Část stroje sestávající ze soustavy saní, popřípadě smykadel, která umožňuje nastavení nástroje do potřebné polohy vzhledem k obrobku a jeho pohyb v určeném směru a smyslu při obrábění. [6]

Vodící šroub

Pohybový šroub jedno- nebo několikachodý, zpravidla s lichoběžníkovým závitem. Umožňuje především strojní pohyb suportu při řezání závitů. [6]

Vodící tyč

Zpravidla tyč šestiúhelníkového profilu. Na stroji umožňuje strojní posuv.

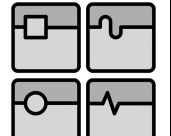
Vodící plochy

Broušené dosedací plochy, po kterých se pohybují suporty. Pro podélný suport bývají zpravidla odlity společně s ložem, jako jeden celek.

Sklíčidlo

Je součástí sloužící k upínání obrobku. Výrobci sklíčidel nabízejí sklíčidla v mnoha velikostech a provedeních. Za nejtypičtější provedení lze považovat tříčelist'ové sklíčidlo, vyrábí se však i čtyř- nebo šestičelist'ové.

V případě potřeby je možné sklíčidlo ze stroje odmontovat a nahradit jej hrotem, nebo popřípadě i lícní deskou.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3.1 Pohony

Nejdůležitějším prvkem obráběcích strojů jsou právě pohony, neboť nám umožňují realizovat nejenom řezný pohyb, ale také všechny pomocné pohyby, bez kterých by obrábění, jako takové, nebylo možné. Pohony byly v minulosti realizovány pomocí mlýnského kola, páry a od konce 19. století jsou realizovány pomocí elektromotoru. Elektromotorů je dnes na trhu velké množství druhů, velikostí a výkonností. Tento fakt nám umožňuje vybrat při návrhu obráběcího stroje elektromotor pro konkrétní pohon s požadovanými vlastnostmi. Hlavní skupiny elektromotorů budou stručně popsány v následujícím textu.

Stejnoseměrný motor

Vynutí statoru je napájeno stejnosměrným zdrojem, jak již napovídá samotný název pohonu. Magnetický tok vzniká přivedením napětí ze zdroje na budící vinutí statoru. Kotva je připojena také na zdroj napětí, např. dynamo nebo tyristor. Tím, že se kotva pohybuje v magnetickém poli buzeném statorem, indikuje se v jejích vodičích napětí a vzniká proud. Stator lze rozdělit na póly, přičemž polovina pólů je severních a polovina jižních. Pro funkci motoru je nezbytné, aby síla v kotvě působila stejným směrem, jako ve statoru. Proto je nezbytné vodiče cívky periodicky přepólovávat např. pomocí komutátoru.

Rychlost otáčení se u stejnosměrných motorů řídí změnou napětí statického měniče napájení kotvy motoru (frekvenčním měničem). Výhodou těchto motorů je, že se dají zatěžovat již od nejnižších otáček.

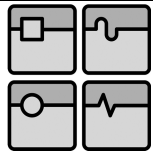
Asynchronní motor

Vinutí statoru je napájeno třífázovým střídavým proudem, což má za následek vznik točivého magnetického pole ve vzduchové mezeře mezi statorem a rotorem. V kotvě se indikuje napětí, točivý moment je způsoben protékajícím proudem. Elektromagnetické točivé pole má snahu unášet rotor s sebou, ten má však oproti rotujícímu poli skluz přibližně 3-7%.

Nejčastějším způsobem regulace otáček u asynchronních motorů je stejně jako v předešlém případě realizováno pomocí frekvenčního měniče. Asynchronní motor je nejrozšířenějším elektromotorem, který slouží jako základní část pohonů mnoha strojů v různých oblastech technické praxe.

Synchronní motor

Konstrukční provedení vinutí statoru je velice podobné, jako u asynchronních motorů. Na rotoru jsou však místo cívky permanentní magnety s póly, které jsou uspořádány střídavě severní a jižní. Buzení na rotoru je přiváděno z externího zdroje. Změny směru magnetického toku na statoru způsobí, že se motor pohybuje (točí). Otáčky rotoru a elektromagnetického pole jsou stejné, a jsou dány počtem párů pólů a frekvencí sítě.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 24
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Otáčky synchronního motoru lze regulovat pomocí frekvenčního měniče. Tyto motory mají vysoké hodnoty zrychlení a jsou schopny přesně najet do požadované pozice.

Krokový motor

Krokový motor je zvláštní druh synchronního motoru. Tento motor má buzení realizované pomocí permanentních magnetů se značným počtem pólů. Ovládací proudové impulsy se přivádí postupně na jednotlivé fáze, rotor se otáčí přetržitě (tzv. krokuje).

Charakteristickou veličinou krokových motorů je velikost kroku, jinými slovy úhel natočení. Ten se pohybuje v rozmezí 1,5 až 15°, jak uvádí [3]. Mezi dalšími hlavní parametry těchto motorů patří točivý moment a jmenovitá frekvence.

Krokové motory nacházejí uplatnění zejména v CNC obráběcích strojích, jako pohony posuvů, ale také jako hlavní pohony, neboť jejich ovládání může být řešeno přímo jako výstup CNC systému. Díky tzv. krokování těchto motorů jsou velice přesné a také jejich kontrola polohy je velice snadná.

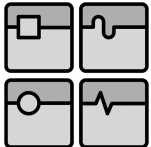
Lineární motor

Lineární motor je mnohapólový elektrický stroj. Vzduchová mezera mezi statorem a rotorem je rozvinuta do roviny, čímž nám tento motor umožňuje přímočarý pohyb namísto rotačního. Lineární motor může mít vlastnosti libovolného druhu stroje (asynchronního, synchronního atd.). Způsob zapojení popřípadě využití dalšího příslušenství zůstává stejné jako u točivých strojů. [3] Oblastí největšího využití lineárních motorů je logistika materiálu a polohovací operace, neboť tyto motory dosahují maximální dynamiky a preciznosti i v těch nejnáročnějších aplikacích.

3.2 Chlazení elektrických pohonů

Jelikož pohony obráběcích strojů pracují i při nejnižších otáčkách s plným krouticím momentem, není možné se spoléhat na přirozené chlazení. Je tudíž nutné nějakým způsobem zaručit pohonu nucené chlazení. To je realizováno ventilátorem, poháněným přímo ze hřídele elektromotoru. Ventilátor je tedy součástí pohonu a tvoří s ním jeden celek, což zaručuje v případě chodu pohonu jeho neustálé chlazení. Další možností chlazení pohonů je zařazení přídatného ventilátoru, nebo např. vodního chlazení. Toto řešení se však využívá pouze u strojů pracujících v náročném prostředí.

Chlazení pohonů je velice důležitým aspektem, neboť bez chlazení by pohon shořel během několika minut, jak uvádí [3].

	strojů, systémů a robotiky	Str. 25
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

3.3 Vřetena

Úkolem vřetena je zaručit obrobku nebo nástroji přesný otáčivý pohyb, tj. takový pohyb, při němž se všechny body obrobku nebo nástroje pohybují po drahách lišících se od kružnic pouze v určitých přípustných mezích. Funkce vřetena je tedy stejná jako funkce kruhového vedení, od něhož se liší pouze tvarem a konstrukčním provedením. [2, 3, 4, 6, 10] Na vřetena obráběcích strojů jsou kladeny níže uvedené požadavky:

Přesnost chodu - je určena velikostí radiálního a axiálního házení. Dovolené odchylky jsou závislé na druhu stroje a požadované přesnosti výroby. Musí být značně menší než povolené odchylky při výrobě, neboť navíc působí deformace při zatížení tělesa. [3]

Dokonalé uložení – vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, mění-li se jeho zatížení co do velikosti, směru i smyslu. [3]

Dokonalé vedení – v uložení vřetena je nutno zabezpečit jeho dlouhodobou přesnost a možnost regulování vůlí vzniklých opotřebením. Na velikosti vůle v uložení závisí nejen přesnost chodu a jeho teplota, ale i únosnost a trvanlivost ložisek. [3]

Vysoká účinnost uložení – Ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší, neboť vždy znamenají vznik tepla, které se šíří jak do jednotlivých dílů – ložisko, vřeteno, skříň, tak do mazacího prostředku. Tepelné dilatace způsobují změnu polohy vřetena, změnu přesnosti jeho chodu a mohou i zhoršovat funkci – změna vůle. Oteplení mazacího prostředku mění jeho základní trvanlivost a může způsobit v souvislosti se změnami vůle a polohy vřetena v uložení poškození ložiska. [3]

Tuhost – vřeteno musí být velmi tuhé, neboť jeho deformace má rozhodující vliv na přesnost práce obráběcího stroje. Přesnost chodu vřetena, získaná vysokou přesností jeho výroby a uložení, může být ztracena jeho malou tuhostí, tj. velkou deformací při zatížení. Tuhost vřetena tedy rozhodující měrou určuje dosažitelnou hospodárnou přesnost práce obráběcího stroje. [3]

Dynamická stabilita – je odolnost vřetena proti chvění, schopnost chvění tlumit. Má opět rozhodující vliv na práci obráběcího stroje, zejména na dosažitelnou kvalitu povrchu obrobené plochy. Tato vlastnost je zvláště důležitá u strojů obrábějících vícebřitými nástroji (frézka, bruska), neboť charakter jejich práce je příčinou periodicky proměnlivého zatížení vřetena. [3]

3.4 Vedení

Vedení je soustava tzv. vodících ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (např. saně, smýkadlo, stůl) s nepohyblivou (např. ložem), která zaručuje pohyb po geometricky přesných drahách. [2, 3, 10]

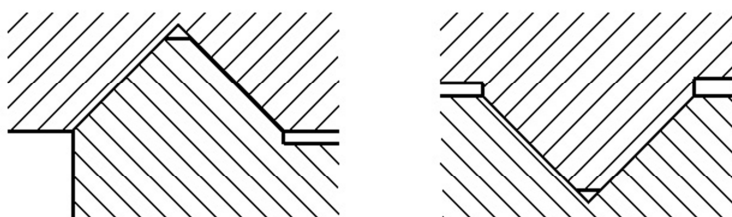
Podle tvaru drah, po nichž se jednotlivé body těchto těles pohybují, se rozeznávají vedení přímočará (body se pohybují po přímkách) a kruhová (body se pohybují po soustředných kružnicích). Podle druhu tření mezi styčnými plochami se dělí vedení na kluzná (obyčejná a hydrostatická) a valivá. [2, 3]

Přímočaré vedení

Přímočaré vedení má zaručit přesný přímočarý pohyb pohyblivé části (saním) po části pevné (loži), tj. všechny body se musí pohybovat po drahách, které se liší od přímky nejvýše v přípustných odchylkách. [2]

Dle tvaru lze přímočará vedení rozdělit na válcová a hranolová, obě provedení mohou být kluzná nebo valivá. V obou konstrukčních provedeních je možné vymezit vůli, což je nezbytnou podmínkou pro přesný chod a zajištění polohy i při určitém opotřebení. Pro snížení opotřebení funkčních ploch se povrch vedení cementuje, kalí a brousí.

Schematicky je hranolové vedení zobrazeno na obr. 3.4.1 a válcové vedení na obr. 3.4.2

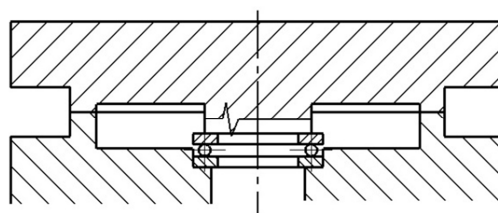


Obr. 3.4.1 Prizmatické vedení

Kruhové vedení

Kruhové vedení má zaručit přesný otáčivý pohyb, tj. takový pohyb, při němž všechny body pohybujícího se tělesa opisují dráhy, jejichž tvar se liší od kružnice nejvýše v přípustných odchylkách. Mají svislou osu, takže vhodně zachycují váhu. [10] Stejně jako v případě přímočarého vedení může i kruhové vedení být realizováno kluzně nebo valivě.

Schematicky je kruhové vedení zobrazeno na obr. 3.4.3



Obr. 3.4.2 Kruhové vedení ploché

4 Konstrukce soustruhu

Jak bylo již zmíněno v úvodu této práce, v následujících kapitolách se budeme zabývat zjednodušeným konstrukčním návrhem číslicově řízeného soustruhu. Číslicově řízených soustruhů je v dnešní době na trhu obrovské množství. Lze je rozdělovat do jistých tříd podle velikostí, nebo speciálního určení.

Jelikož mám zkušenosti s prací na obráběcích strojích od firmy KOVOSVIT, vybral jsem si jako předlohu pro mnou navrhovaný soustruh model SP 430/1100 [11] právě od této firmy. Tento model poskytuje svému uživateli široké uplatnění ve výrobním procesu.

Na rozdíl od předlohového modelu SP 430/1100 bude mít soustruh navrhovaný v této práci maximální otáčky vřetene pouze 2 500 oproti 3 800 min^{-1} . Důvodem této úpravy byl problém s hledáním pohonu vřetene, který by splňoval zároveň výkonové a rychlostní požadavky. Dalším důvodem je fakt, že při příliš vysokých otáčkách má motor velmi slabý krouticí moment a praktické využití ve výrobě tak nemá smysl, což je patrné z momentové charakteristiky, která bude uvedena v následující podkapitole.

Celá sestava soustruhu, ani žádné dílčí podsestavy, nebudou zahrnovat spojovací elementy (šrouby a matice, díry pro šrouby, závitové díry) a ve většině případů nebudou zahrnovat ani zkosení nebo zaoblení. Na dílech, které zahrnovaly díry pro šrouby nebo závitové díry, byly tyto prvky potlačeny. Důvodem této úpravy je softwarová náročnost sestavy, která by tyto prvky zahrnovala.

Veškeré modely součástí a sestav, spolu s výkresem celé sestavy budou modelovány v programu SolidWorks 2012. Pro případnou kompatibilitu je v elektronické verzi přiložen soubor celkové sestavy ve formátu STEP a výkres celkové sestavy ve formátu PDF.

4.1 Hlavní parametry navrhovaného stroje

Soustruh navrhovaný v této práci bude mít následující hlavní parametry.

Oběžný průměr nad ložem	680[mm]
Oběžný průměr nad příčným suportem	470[mm]
Maximální délka soustružení	1 100[mm]
Otáčky vřetene	1÷2 000 [min^{-1}]
Rychlost podélného a příčného posuvu	30 [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

Výkon a krouticí moment motoru budou určeny pomocí výpočtů.

4.2 Konstrukce pohonu

Pro realizaci řezného pohybu je nezbytné vypočítat výkon elektromotoru. Starší literatura uvádí postupy, pro určení potřebného motoru podle potřebného výkonu. Novější literatura uvádí postupy výpočtu motoru podle maximálního krouticího momentu. Maximální krouticí moment určíme při maximálním zatížení stroje.

Maximální moment získáme pomocí maximálního možného obráběného průměru (oběžný průměr nad příčným suportem) 470 [mm] a řezného odporu materiálu. Ve výpočtech není

možné počítat s oběžným průměrem nad ložem, neboť tento průměr není možné obrábět. Dle tab. 4.2.1 určíme maximální řezný odpor materiálu. Ten připadá na chromniklovou ocel (nerezová ocel), jejíž hodnota řezného odporu pro soustružení je $p = 2800$ [MPa].

Pro další výpočet je ještě nezbytné určit průřez třísky. Ten určíme součinem hloubky řezu a posuvu za otáčku. K určení těchto dvou hodnot jsem využil nástrojový katalog firmy Seco [13]. Zvolil jsem tohoto výrobce nástrojů, neboť mám s jeho nástroji zkušenosti. Po zběžném projití katalogu jsem vybral nástrojové břitové destičky určené přímo pro obrábění nerezové oceli. Posuv na otáčku těchto destiček se pohybuje v rozmezí $0,08 \div 1,2$ [mm/ot] a hloubka řezu se pohybuje v intervalu $0,2 \div 15$ [mm]. Kvůli některým až takto vysokým hodnotám jsem se rozhodl zvolit pro výpočty hodnoty v tomto intervalu, konkrétně $0,2$ [mm/ot] posuv a $2,5$ [mm] hloubku řezu.

Do výpočtu je také zahrnut převodový poměr mezi motorem a vřetenem, který je realizovaný pomocí řemenového převodu. Převod z motoru na vřeteno jsem zvolil $1:2,33$. V ložiskách dochází k nepatrným ztrátám, které je však nezbytné také zahrnout do výpočtu. Ztráty pro převody jsou uvedeny v tab. 4.2.2, ve které není uvedený převod ozubeným řemenem. Účinnost tohoto převodu odhadnu přibližně na $0,93$, což je hodnota, kterou uvádějí i někteří výrobci ozubených řemenů. Po zohlednění ztrát v ložiskách budu nadále počítat s účinností $0,9$.

Tab. 4.2.1 Řezné odpory materiálů [7]

Materiál	Rm [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	1200	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

Tab. 4.2.2 Směrné hodnoty účinností [3]

Záběr čelních ozubených kol, hřídel ve valivých ložiskách		η
ozubená kola broušená	$v = 4$ až 10 m/s	0,96 až 0,98
	$v = 10$ až 15 m/s	0,95 až 0,97
ozubená kola nebroušená	$v = 4$ m/s	0,95 až 0,97
Záběr čelních ozubených kol, hřídel v kluzných ložiskách		
ozubená kola nebroušená	$v = 4$ m/s	0,94 až 0,96
Záběr ozubených kol na vřetenu		
ozubená kola broušená		
vřeteno v kluzných ložiskách		0,93 až 0,95
vřeteno ve valivých ložiskách		0,95 až 0,97
Převod plochým řemenem bez napínací kladky		0,94 až 0,96
s napínací kladkou		0,92 až 0,94
Převod klínovými řemeny pro jeden řemen		0,93 až 0,95
pro více řemenů		0,91 až 0,94
Vypnutá lamelová spojka v olejové lázni v převodovce		0,75 až 0,90
odhad		

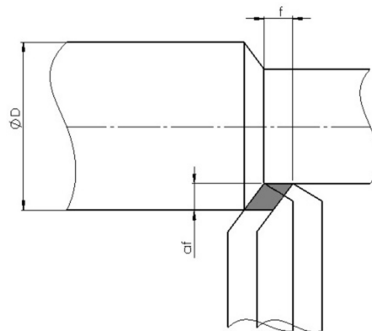
Oběžný průměr nad suportem $D_s = 470$ mm
Hloubka řezu $a_p = 2,5$ mm
Posuv na otáčku $f = 0,2$ mm
Řezný odpor materiálu $p = 2800$ MPa
Převodový poměr $i = 2,33$
Účinnost $\eta = 0,9$

Průřez třísky $S = a_p \cdot f = 2,5 \cdot 0,2 = 0,5$ [mm²] (4.2.1)

Řezná síla $F_z = p \cdot S = 2800 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-6} = 1400$ [N] (4.2.2)

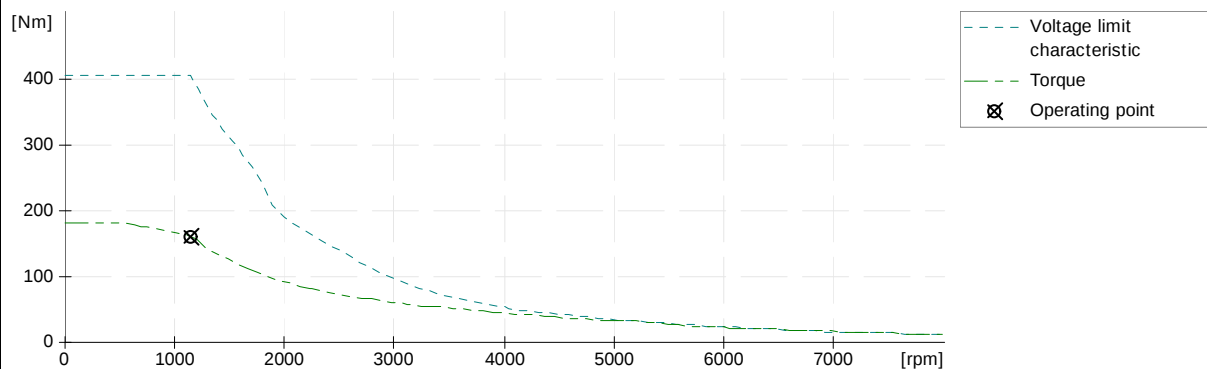
Krouticí moment $M_k = F_z \cdot \frac{D_s}{2} = 1400 \cdot \frac{0,470}{2} = 329$ [Nm] (4.2.3)

Krouticí moment motoru $M_{km} = \frac{M_k}{\eta \cdot i} = \frac{329}{0,9 \cdot 2,33} = 141,21$ [Nm] (4.2.4)



4.2.3 Průřez třísky

Vypočtený krouticí moment motoru použijeme k hledání motoru, z katalogu [12] volíme motor s krouticím momentem nejbližším vyšším. Volím asynchronní motor typu SIMOTICS M-1PH8 (katalogové číslo 1PH8137-1HD00-1BB1). Na obr. 4.2.4 je momentová charakteristika tohoto motoru.



Obr. 4.2.4 Momentová charakteristika motoru [24]

4.2.1 Regulace pohonu

Regulace otáček nebude na soustruhu navrhovaném v této práci řešena pomocí stupňové převodovky, ale bude řešena pomocí frekvenčního měniče. Tento soustruh je určen do strojní dílny zabývající se převážně obráběním kovů, tudíž napájení bude ze sítě 380 [V]. Motor určený dříve má jmenovitý výkon 19,5 [kW], pro jeho regulaci bude potřeba frekvenční měnič ze třídy SINAMICS S120 od firmy Siemens (katalogové číslo 6SL3040-1MA00-0AA0). V elektronické příloze je umístěn soupis celé řídicí jednotky pohonu, který jsem obdržel po konzultaci s technickou podporou firmy Siemens. Tento protokol obsahuje technická data řídicí jednotky i motoru.

Měnič dosahuje na výstupu frekvenčního rozsahu několikanásobně většího, než je potřeba pro naše použití, tudíž tento frekvenční měnič plně pokryje naše potřeby.

Elektrické zapojení a naprogramování této součásti nebude předmětem této práce, tudíž se tím nebudeme více zabývat.

4.2.2 Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno bude realizován pomocí zubového řemene. V současné době se přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno u obráběcích strojů realizuje téměř výhradně pomocí zubových řemenů, neboť tyto řemeny mají několik předností. Na rozdíl od klínových řemenů nepotřebují tak velké předpětí, čímž nezatěžují tolik ložiska a dovolují vyšší obvodové rychlosti.

Při hledání ozubeného řemenu jsem našel firmu TYMA, která je oficiálním distributorem řemenů firem Continental Contitech a Roulunds Rubber v České republice. Pro kalkulaci potřebného řemenu je na webových stránkách této firmy volně ke stažení program Transmission Designer 7.1 [22], který po vyplnění potřebných informací vypočítá potřebný řemen.

Continental CONTITECH Transmission Designer 7.1

Řemen

Druh řemenu: Ozubený řemen
Profil řemenu: HTD
Typ řemenu: CONTI SYNCHROFORCE EXTRE
Druh řemenu: 8M

Geometrie

Malá řemenice: Účinný průměr: 122,23 mm; Počet zubů: 48; Otáčky: 1000,00 rpm; Převodový poměr: 2,33; Osová vzdálenost: 595,22 mm

Velká řemenice: Účinný průměr: 285,21 mm; Počet zubů: 112; Otáčky: 428,57 rpm; Požadovaná délka řemenu: Lwgef; Délka řemenu: Lw 2040,00 mm

Výkon

Malá řemenice: Krouticí moment: 210,08 Nm; Přenášený výkon: 22,000 kW; Požadovaný provozní součinitel: C0gef 1,80

Velká řemenice: Krouticí moment: 990,20 Nm; Požadovaná šířka řemenu: bgef 50 mm; Provozní podmínky: střední zatížení

Výsledek

Vypočtená šířka řemenu: berr 38,97 mm; Zvolená šířka řemenu: baus 50,00 mm; Požadovaný provozní součinitel: C0er 2,35; Hodnota výkonu: Pr 51,64 kW

Obvodová síla: Fu 3437,50 N; Celková předepínací síla: Fv 4231,17 N; Statická síla ve větvi: Fstat 2130,27 N; Vlastní frekvence řemenu: f 70,54 Hz

CONTI HTD 2040 - 8M - 50 - SYNCHROFORCE EXTREME

Obr. 4.2.2.1 Transmission designer 7.1

Okno programu je rozděleno do čtyř částí. V první části se vyplňují informace o řemenu (druh, typ, profil). Ve druhé části se vyplňují informace o řemenicích a uspořádání (průměry řemenic, osová vzdálenost...). Ve třetí části se vyplňují informace o přenášeném výkonu (krouticí moment, výkon, požadovaná šířka řemenu). Jedním z vyplňovaných parametrů v této části je také požadovaný provozní součinitel. Pro stroj velikosti a zaměření, jaký je součástí této práce jsou odpovídající provozní podmínky středního zatížení s dobou provozu 10-16 [h/den]. Pro toto zatížení program nabízí provozní součinitel 1,8.

V poslední části se nám zobrazí po vyplnění potřebných parametrů a programovém vyhodnocení informace o řemenu, který je vhodný pro námi zadané hodnoty. Tímto způsobem byla zjištěna minimální šířka řemenu. Její minimální hodnota je bezmála 39 mm. Šířku řemene volím 50 mm, což je podmíněno volbou řemenic. V této části nám program také uvede vypočtené hodnoty pro obvodovou sílu (v našem případě 3437,5 [N]), celkovou sílu předpětí (4349,59 [N]), statickou sílu ve větvi (2182,47 [N]) a vlastní frekvenci řemenu (64,67 [Hz]).

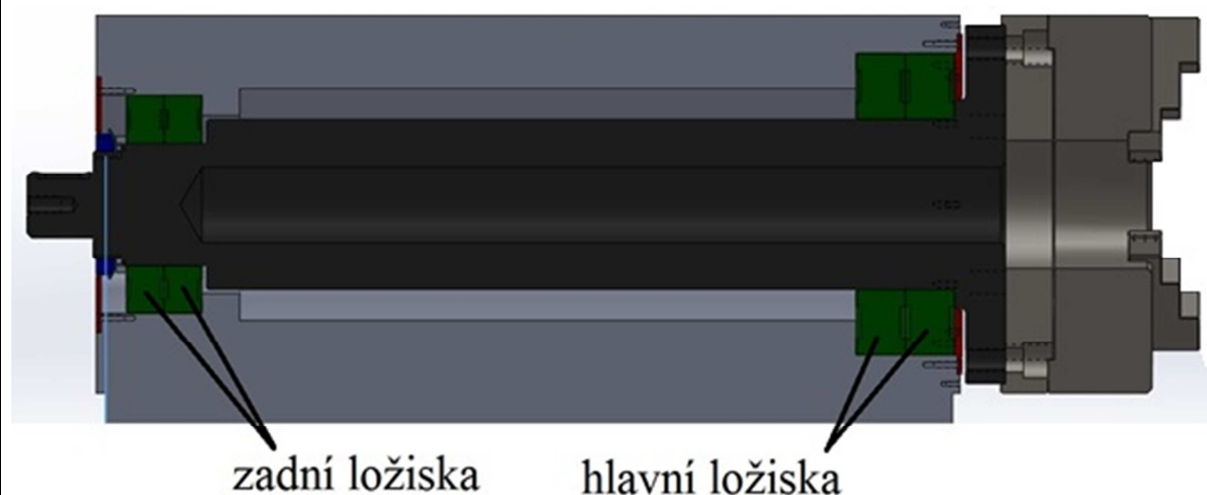
Volím tedy řemen s označením CONTI HTD 2040–8M–50–SYNCHROFORCE EXTREME. K tomuto řemenu volím odpovídající řemenice 48-08M-50 6F a 112-08M-50 10A.

4.3 Konstrukce vřetena

Jak již bylo uvedeno dříve, úkolem vřetene je zaručit obrobku nebo nástroji přesný otáčivý pohyb, při němž se všechny body obrobku, nebo nástroje, pohybují po drahách lišících se od kružnic pouze v přípustných mezích. Aby bylo dosaženo přesného otáčivého pohybu, je nutné uložit vřeteno do vhodných ložisek, která mu tento pohyb zaručí.

Po předběžném zvolení ložisek je nezbytné vypočítat jejich optimální vzdálenost a poté je nutné překontrolovat trvanlivost námi zvolených ložisek a tuhost vřetene.

Schematicky je vřeteno našeho soustruhu zobrazeno na obr. 4.3.1. Pro vřeteno volím přesná ložiska od firmy FAG, která se svojí výrobou specializuje na výrobu ložisek pro vřetena obráběcích strojů. Tyto ložiska vynikají svojí přesností.



4.3.1 Vřeteno navrhovaného soustruhu

Konec vřetene, který vyčnívá z vřeteníku ven směrem do obráběcího prostoru (přední konec) a připojovací přírubu volím v souladu s normou ČSN ISO 702/4 Obráběcí stroje – Připojovací rozměry konců vřeten a sklíčidel – část 4: Válcový konec. Na připojovací přírubu je přišroubované sklíčidlo IUG 200/3–1–20-243809.0 [17] od firmy TOS Svitavy.

Hlavní ložiska B

Jako hlavní ložiska volím pár univerzálních kuličkových ložisek s bodovým stykem (katalogové číslo B7236-E-T-P4S) [16]. Parametry tohoto ložiska jsou uvedeny v tab. 4.3.2

Tab. 4.3.2 Parametry hlavního ložiska

Vnitřní průměr	[mm]	180
Vnější průměr	[mm]	320
Šířka ložiska	[mm]	52
Statická únosnost	[kN]	365
Dynamická únosnost	[kN]	290
Stykový úhel kuliček	[°]	25
Axiální tuhost	[N/μm]	477,2
Radiální tuhost	[N/μm]	954,4

Zadní ložiska A

Jako zadní ložiska volím pár univerzálních kuličkových ložisek s bodovým stykem (katalogové číslo B7226-E-T-P4S) [16]. Parametry tohoto ložiska jsou uvedeny v tab. 4.3.3

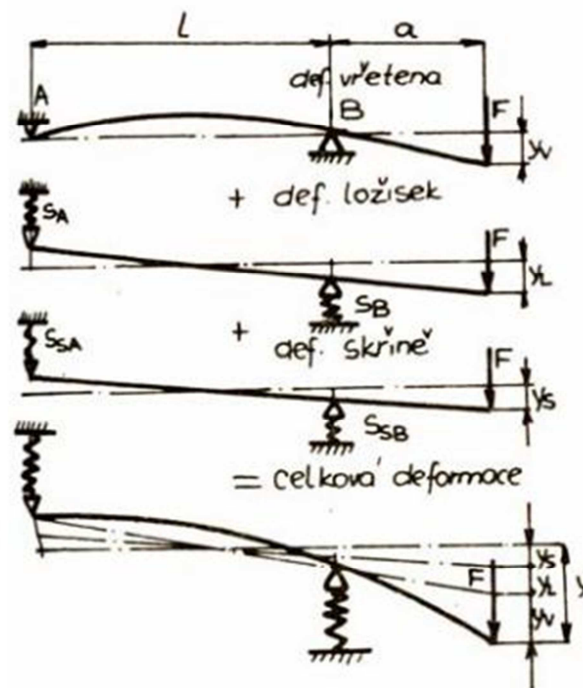
Tab. 4.3.3 Parametry zadního ložiska

Vnitřní průměr	[mm]	130
Vnější průměr	[mm]	230
Šířka ložiska	[mm]	40
Statická únosnost	[kN]	204
Dynamická únosnost	[kN]	204
Stykový úhel kuliček	[°]	25
Axiální tuhost	[N/μm]	355,2
Radiální tuhost	[N/μm]	710,4

4.3.1 Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky

Jak již bylo uvedeno dříve, deformace vřetene na jeho předním konci musí být co nejmenší. Pro uložení vřetene lze přesně vypočítat optimální vzdálenost mezi ložisky, při které bude deformace předního konce nejmenší.

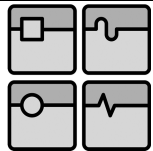
Celková deformace předního konce vřetene je znázorněna na obr. 4.3.1.1 [2] a je dána součtem dílčích deformací ložisek y_l , vřetena y_v , a skříně y_s .



Obr. 4.3.1.1 Celková deformace vřetene [2]

Celková deformace konce vřetene je dána vztahem

$$y = y_v + y_l + y_s \quad [2] \quad (4.3.1.1)$$

	strojů, systémů a robotiky	Str. 34
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Stanovení hodnoty deformace skříně vřetena y_s (tělesa vřeteníku) může být rovněž matematicky definována. Vztahy však musí být vždy odvozeny pro konkrétní případ. Výpočet je poměrně složitý [2], proto nebudeme v dalších výpočtech tuto deformaci uvažovat a zanedbáme ji.

Celková deformace po zanedbání deformace skříně bude dána vztahem

$$y = y_v + y_l \quad (4.3.1.2)$$

Deformace vřetena y_v

Předpokladem pro stanovení této deformace je dokonalá tuhost ložisek.

$$y_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{I_1} + \frac{a_1}{I_2} \right) \quad (4.3.1.3)$$

Deformace ložisek y_l

Předpokladem pro stanovení této deformace je dokonale tuhé vřeteno.

$$y_l = \frac{F}{l^2} \cdot [a_1^2 \cdot p_A + (a_1 + l)^2 \cdot p_B] \quad (4.3.1.4)$$

Celková deformace konce vřetena y

Po dosazení předešlých vztahů (6.1.3) a (6.1.4) do vztahu (6.1.2) dostaneme rovnici pro celkovou deformaci konce vřetene.

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{I_1} + \frac{a_1}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} \cdot [a_1^2 \cdot p_A + (a_1 + l)^2 \cdot p_B]$$

Optimální vzdálenost mezi ložisky

Optimální vzdálenost mezi ložisky získáme při určení minima funkce pro celkovou deformaci $y = f(l)$. Minimum této funkce dostaneme položením derivace této funkce podle délky l rovné nule.

$$\frac{dy}{dl} = 0$$

$$\frac{dy}{dl} = -\frac{2a_1^2}{l^3} \cdot (p_A + p_B) - \frac{2a_1}{l^2} \cdot p_B + \frac{a_1^2}{3E \cdot I_1} = 0$$

Úpravou této rovnice dostaneme rovnici pro optimální vzdálenost ložisek.

$$l^3 - \frac{6E \cdot I_1 \cdot l}{a_1} \cdot p_B - 6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = 0$$

Tato rovnice odpovídá tvaru

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (4.3.1.5)$$

$$\text{kde: } q = -\frac{6 \cdot E \cdot I_1}{a_1} \cdot p_B \quad (6.1.6) \quad \text{a} \quad r = -6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) \quad (4.3.1.7)$$

Tato rovnice má 3 kořeny, z nichž pouze první je reálný a má pro nás tedy význam

$$x_1 = u + v \quad (4.3.1.8)$$

$$\text{kde: } u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{Z}} \quad (4.3.1.9) \quad v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{Z}} \quad (6.1.10)$$

$$z = \frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3 \quad (4.3.1.11)$$

[2]

Délka předního konce vřetena	$a_1 = 155 [mm]$
Vnitřní průměr vřetene	$d_3 = 80 [mm]$
Vnější průměr vřetene úsek 1	$D_1 = 180 [mm]$
Vnější průměr vřetene úsek 2	$D_2 = 380 [mm]$
Modul pružnosti v tahu pro ocel	$E = 2,1 \cdot 10^{11} [Pa]$
Radiální tuhost zadního ložiska A	$C_{rA} = 710,4 \cdot 10^6 [N \cdot m^{-1}]$
Radiální tuhost předního ložiska B	$C_{rB} = 954,4 \cdot 10^6 [N \cdot m^{-1}]$
Působící síla – řezná síla	$F = F_z = 1400 [N]$

Jelikož dutina uvnitř vřetena neprochází celou délkou l vřetena, budeme předpokládat zjednodušující předpoklad, a to, že I_1 po délce l je v celém rozsahu válcová součást s válcovou dutinou o průměru d. Kvadratický moment průřezu je tedy v celé délce l konstantní a roven I_1 .

Vřeteno v úseku vyčnívajícím před hlavní ložisko má proměnný průměr. Pro další výpočet budeme uvažovat zjednodušující předpoklad stálého průměru vřetene v tomto úseku. Kvadratický moment průřezu je tedy na délce a konstantní a roven I_2 .

Poddajnost zadního ložiska A: $p_A = \frac{1}{C_{rA}} = 1,408 \cdot 10^{-9} [m \cdot N^{-1}] \quad (4.3.1.12)$

Poddajnost hlavního ložiska B: $p_B = \frac{1}{C_{rB}} = 1,048 \cdot 10^{-9} [m \cdot N^{-1}] \quad (4.3.1.13)$

Kvadratický moment průřezu úsek 1: $I_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (D_1^4 - d_3^4) = 4,951 \cdot 10^{-5} [m^4] \quad (4.3.1.14)$

Kvadratický moment průřezu úsek 2: $I_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (D_2^4 - d_3^4) = 1,022 \cdot 10^{-3} [m^4] \quad (4.3.1.15)$

Řešení kubické rovnice: $x^3 + q \cdot x + r = 0$

$$r = -6E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = -0,153 [-]$$

$$q = -\frac{6E \cdot I_1}{a} \cdot p_B = -0,721 [-]$$

$$z = \frac{1}{4} \cdot r^2 + \frac{1}{27} \cdot q^3 = 0,0031 [-]$$

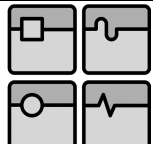
$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r - \sqrt{z}} = 0,275 [-]$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} \cdot r + \sqrt{z}} = 0,509 [-]$$

Reálný kořen rovnice $x_1 = u + v = 0,784 [m]$

$$l = x_1 = 784 [mm]$$

Deformace předního konce vřetena

	strojů, systémů a robotiky	Str. 36
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

$$y = \frac{F \cdot a^2}{3E} \cdot \left(\frac{l}{I_1} + \frac{a}{I_2} \right) + \frac{F}{l^2} \cdot [a^2 \cdot p_A + (a + l)^2 \cdot p_B] = 3,035 \cdot 10^{-6} [m]$$

4.3.2 Kontrola vřetene

V předchozí kapitole jsme určili vzdálenost mezi ložisky a celkovou deformaci vřetene. V této kapitole provedeme kontrolní výpočet navrženého vřetene vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Jinými slovy, zjistíme, zda navržené vřeteno snese předpokládané zatížení.

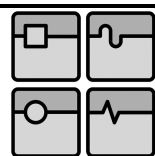
Pro výpočty budeme za největší krouticí moment považovat jmenovitý moment motoru 162 [Nm]. Působíště sil budeme situovat na střed ložisek. Působíště síly na obráběcím nástroji je vzdálenost, která se během obráběcího procesu neustále mění, a proto ji umístíme do jedné určité vzdálenosti, pro kterou budeme realizovat výpočet. Při soustružení platí zásada, že obrobek, který není podepřený koníkem, by neměl vyčnívat ze sklíčidla více než dva průměry obrobku. Námi použité sklíčidlo má průměr průchozí díry 136 [mm], vyčnívající část obrobku tedy může být 272 [mm]. Tuto hodnotu dále ještě zvýšíme, z důvodu částečného předimenzování, a stanovíme ji na hodnotu 580 [mm] od středu ložiska.

Pro samotný výpočet je nezbytně nutné zvolit průměr obrobku, neboť na tomto průměru budeme uvažovat působíště řezné síly. Tento průměr zvolíme 65 [mm], což nám určuje rameno působící síly 32,5 [mm]. Axiální sílu vzniklou při řezném procesu z výpočtů vynecháme, a zároveň budeme předpokládat, že ji celou zachytí hlavní ložisko.

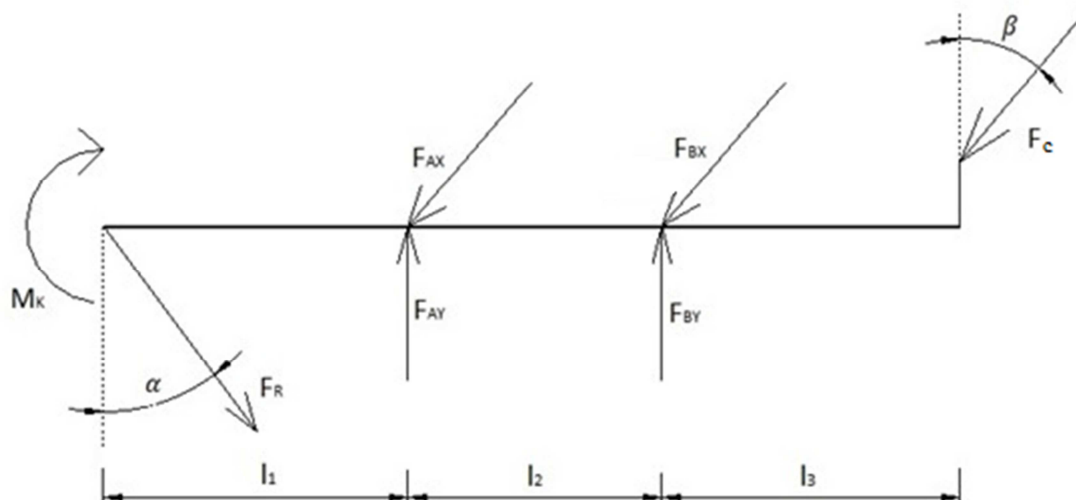
Úhel řezné síly je přímo závislý na geometrii břitu, na našem stroji je však umožněno použití různých nástrojů, a tudíž geometrii ostří nelze přesně určit. Z tohoto důvodu zvolíme úhel 20 [°].

V následujících výpočtech nebudeme uvažovat sílu od posuvu, neboť tato síla je během obráběcího procesu proměnná. Při výpočtech trvanlivosti ložisek budeme tuto sílu uvažovat s hodnotou odpovídající teoretickému rozložení sil na břitu nástroje.

Poslední důležitou veličinou, kterou musíme určit je materiál vřetene. Ten zvolíme 1.7131 (14 220), který je doporučený na vřetena obráběcích strojů a je určený k cementování nebo k nitridaci.



Výpočet únosnosti vřetena



4.3.2.1 Rozložení sil na hřídeli vřetene

Při výpočtu budeme vycházet z následujících předpokladů:

Jmenovitý moment

$$M_k = 162 \text{ [Nm]}$$

Rameno řezné síly

$$r = 32,5 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost řemenice od zadního ložiska

$$l_1 = 108 \text{ [mm]}$$

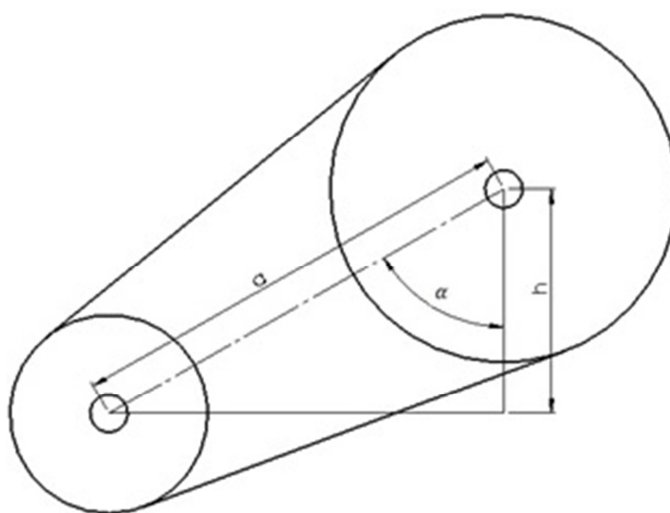
Vzdálenost mezi ložisky

$$l_2 = 784 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost hlavního ložiska od působíště řezné síly

$$l_3 = 580 \text{ [mm]}$$

Úhel síly od řemenového převodu bude určen u konstrukčního uspořádání, jehož zjednodušené zobrazení je na obr. 4.3.2.2.



4.3.2.2 Řemenový převod

Z konstrukčního provedení víme, že $a = 580,51 \text{ [mm]}$ a $h = 382,54 \text{ [mm]}$

$$\text{Pak} \quad \alpha = \arccos\left(\frac{h}{a}\right) = 48^\circ 46' 42'' \quad (4.3.2.1)$$

Síla od řemenice byla určena v jedné z předešlých kapitol současně s určením ozubeného řemenu pomocí programu Transmissinon designer 7.1

$$F_R = 4\,231,17 \text{ [N]}$$

$$F_{RX} = \sin \alpha \cdot F_R = 2\,788,22 \text{ [N]} \quad (4.3.2.2)$$

$$F_{RY} = \cos \alpha \cdot F_R = 3\,182,55 \text{ [N]} \quad (4.3.2.3)$$

Řezné síly

Úhel β je ovlivněn geometrií břitu, která je pro každý nástroj jiná, neboť obráběcí nástroje se od sebe liší především právě geometrií břitového ostří. Pro další výpočty budeme tedy uvažovat úhel $\beta = 20^\circ$.

Radiální sílu určíme z podmínky celkového nulového momentu v soustavě ($\sum M = 0$)

$$M_K = F_Y \cdot r \Rightarrow F_Y = \frac{M_K}{r} \quad (4.3.2.4)$$

$$F_Y = 4\,984,62 \text{ [N]}$$

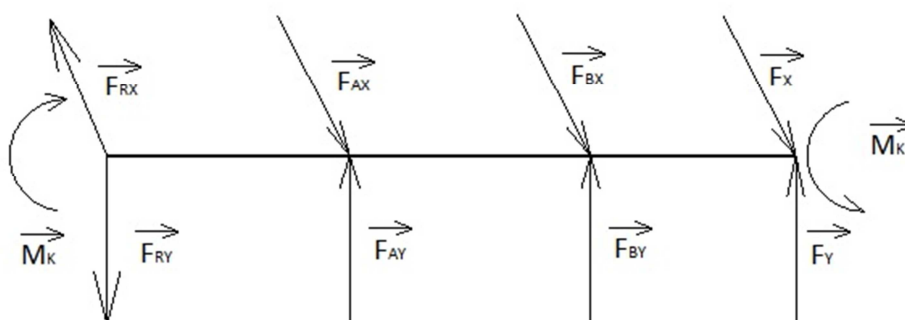
Díky našemu předpokladu o úhlu břitu je pak F_X rovno:

$$F_X = \tan \beta \cdot F_Y = 1\,814,25 \text{ [N]} \quad (4.3.2.5)$$

Celková síla na břitu nástroje

$$F_c = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} = 5\,304,52 \text{ [N]} \quad (4.3.2.6)$$

Úplné uvolnění

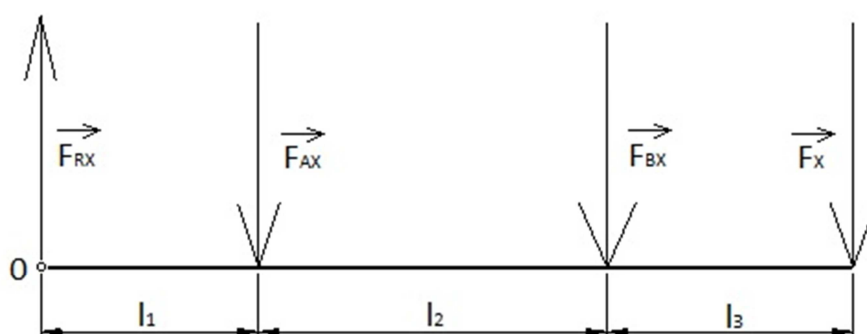


4.3.2.3 Rozložení sil na hřídeli

$$NP = [F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}]$$

$$\mu = 4 ; \nu = 4 \rightarrow \text{staticky určité}$$

Rovina XZ



4.3.2.4 Silové působení v rovině XZ

$$\sum F_X = 0 \quad (4.3.2.7)$$

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

$$\sum M_0 = 0 \quad (4.3.2.8)$$

$$-F_{AX} \cdot l_1 - F_{BX} \cdot (l_1 + l_2) - F_X \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

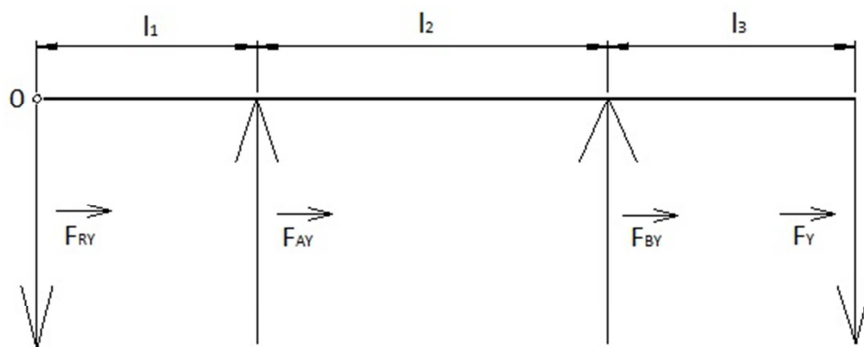
$$F_{AX} = F_{RX} - F_{BX} - F_X$$

$$-(F_{RX} - F_{BX} - F_X) \cdot l_1 - F_{BX} \cdot (l_1 + l_2) - F_X \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$F_{BX} = \frac{-(F_{RX} - F_X) \cdot l_1 - F_X \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_2} = -3\,540,51 \text{ [N]}$$

$$F_{AX} = F_{RX} - F_{BX} - F_X = 4\,514,48 \text{ [N]}$$

Rovina YZ



4.3.2.5 Silové působení v rovině YZ

$$\sum F_Y = 0 \quad (4.3.2.9)$$

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

$$\sum M_0 = 0 \quad (4.3.2.10)$$

$$F_{AY} \cdot l_1 + F_{BY} \cdot (l_1 + l_2) - F_Y \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

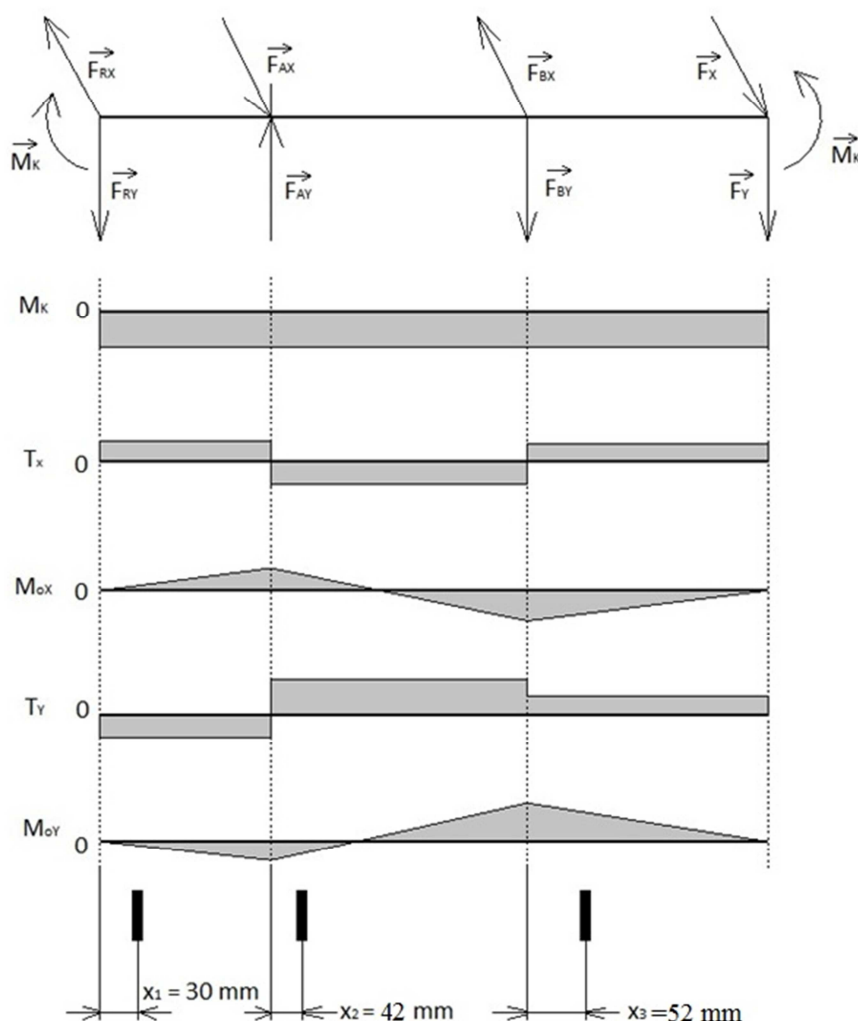
$$F_{BY} = F_{RY} - F_{AY} + F_Y$$

$$F_{AY} \cdot l_1 + (F_{RY} - F_{BY} + F_Y) \cdot (l_1 + l_2) + F_Y \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$F_{AY} = \frac{-F_Y \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - (F_{RY} + F_Y) \cdot (l_1 + l_2)}{-l_2} = 18\,651,12 \text{ [N]}$$

$$F_{BY} = F_{RY} - F_{AY} + F_Y = -10\,483,95 \text{ [N]}$$

Pevnostní výpočty



4.3.2.6 Rozložení VVÚ

Nebezpečný průřez I

Při následujících výpočtech budeme vycházet z následujících předpokladů.

Rameno síly $x_1 = 30 \text{ [mm]}$

Průměr vřetene $D_1 = 70 \text{ [mm]}$

Ohybový moment ve směru osy X a Y

$$M_{ox} = F_{RX} \cdot x_1 = 83,65 \text{ [Nm]}$$

$$M_{oy} = F_{RY} \cdot x_1 = 95,48 \text{ [Nm]}$$

Celkový ohybový moment v nebezpečném průřezu

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = 126,94 \text{ [Nm]} \quad (4.3.2.11)$$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32M_o}{\pi \cdot D_1^3} = 3,77 \text{ [MPa]} \quad (4.3.2.12)$$

Smykové napětí v nebezpečném průřezu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16M_K}{\pi \cdot D_1^3} = 2,41 \text{ [MPa]} \quad (4.3.2.13)$$

Tvarový součinitel pro ohyb a pro krut

$$\alpha_{\sigma} = 1,38$$

$$\alpha_{\tau} = 1,25$$

Skutečné napětí v ohybu a ve smyku

$$\sigma_{oI} = \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_o = 5,203 \text{ [MPa]} \quad (4.3.2.14)$$

$$\tau_{kI} = \tau_k \cdot \alpha_{\tau} = 3,013 \text{ [MPa]} \quad (4.3.2.15)$$

Redukované napětí v průřezu

$$\sigma_{redI} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = 7,369 \text{ [MPa]} \quad (4.3.2.16)$$

Nebezpečný průřez II

Při následujících výpočtech budeme vycházet z následujících předpokladů.

Rameno síly $x_2 = 42 \text{ [mm]}$

Průměr vřetene $D_2 = 130 \text{ [mm]}$

Ohybový moment ve směru osy X a Y

$$M_{oX} = F_{RX} \cdot (l_1 + x_2) - F_{AX} \cdot x_2 = 228,62 \text{ [Nm]}$$

$$M_{oY} = -F_{RY} \cdot (l_1 + x_2) + F_{AY} \cdot x_2 = 305,96 \text{ [Nm]}$$

Celkový ohybový moment v nebezpečném průřezu

$$M_o = \sqrt{M_{oX}^2 + M_{oY}^2} = 381,94 \text{ [Nm]}$$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32M_o}{\pi \cdot D_2^3} = 1,77 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí v nebezpečném průřezu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16M_K}{\pi \cdot D_2^3} = 375,54 \text{ [kPa]}$$

Tvarový součinitel pro ohyb a pro krut

$$\alpha_{\sigma} = 3$$

$$\alpha_{\tau} = 2,7$$

Skutečné napětí v ohybu a ve smyku

$$\sigma_{oII} = \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_o = 5,31 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{kII} = \tau_k \cdot \alpha_{\tau} = 1,01 \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí v průřezu

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = 5,59 \text{ [MPa]}$$

Nebezpečný průřez III

Při následujících výpočtech budeme vycházet z následujících předpokladů.

Rameno síly $x_3 = 52 \text{ [mm]}$

Průměr vřetene $D_3 = 180 \text{ [mm]}$

Průměr dutiny vřetene $d_3 = 80 [mm]$

Ohybový moment ve směru osy X a Y

$$M_{oX} = F_{RX} \cdot (l_1 + l_2 + x_3) - F_{AX} \cdot (l_2 + x_3) + F_{BX} \cdot x_3 = -912,77 [Nm]$$

$$M_{oY} = F_{RY} \cdot (l_1 + l_2 + x_3) - F_{AY} \cdot (l_2 + x_2) + F_{BY} \cdot x_3 = -12\,042,84 [Nm]$$

Celkový ohybový moment v nebezpečném průřezu

$$M_o = \sqrt{M_{oX}^2 + M_{oY}^2} = 12\,077,38 [Nm]$$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32D_3 \cdot M_o}{\pi \cdot (D_3^3 - d_3^3)} = 4,162 [MPa]$$

Smykové napětí v nebezpečném průřezu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16D_3 \cdot M_K}{\pi \cdot (D_3^3 - d_3^3)} = 27,91 [kPa]$$

Tvarový součinitel pro ohyb a pro krut

$$\alpha_\sigma = 2,9$$

$$\alpha_\tau = 2,8$$

Skutečné napětí v ohybu a ve smyku

$$\sigma_{oIII} = \alpha_\sigma \cdot \sigma_o = 12,07 [MPa]$$

$$\tau_{kIII} = \tau_k \cdot \alpha_\tau = 78,15 [kPa]$$

Redukované napětí v průřezu

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = 12,07 [MPa]$$

Z předešlých výpočtů je patrné, že maximální redukované napětí je v nebezpečném průřezu III. Jak bylo uvedeno dříve, materiál vřetene je 1.7131 (14 220), pro nějž platí:

$$Re = 590 [MPa]$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je tedy roven:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{redIII}} = 48,88 \quad (4.3.2.17)$$

Z pevnostních výpočtů vyplývá, že námi navržené vřeteno je dostatečně dimenzováno na předpokládané zatížení. Nejvíce namáhaný průřez vřetene je před hlavním ložiskem. Toto napětí je však mnohonásobně menší, než jaké napětí materiál vřetenu snese. Z tohoto důvodu lze tedy předpokládat, že naše vřeteno bude plně vyhovovat pro jakoukoli konkrétní operaci, která bude na stroji vykonávána.

4.3.3 Trvanlivost ložisek

V předešlé kapitole jsme určili vzdálenost mezi ložisky. V téže kapitole jsme také určily odpovídající ložiska pro konstruovaný návrh vřetene.

V následujících výpočtech se budeme věnovat kontrole trvanlivosti ložisek určených právě v předešlé kapitole. Budeme předpokládat, že dvě tělesa ložisek budou dostačující pro funkci

vřetene, pokud trvanlivost ložiska vyjde vyšší nebo rovna 20 000 hodin. Tato trvanlivost odpovídá životnosti ložisek na necelých 5 let v 16 hodinovém provozu a přibližně 6,5 roku ve 12 hodinovém provozu. Budeme uvažovat ještě jeden předpoklad, konkrétně, že axiálně bude zatěžován pouze dvojice hlavních ložisek. Zadní dvojice ložisek bude zatěžována pouze radiálním zatížením.

Zatížení ložisek bylo určeno v předchozí kapitole. Otáčky vřetene se během výrobního procesu mění podle potřeby, pro výpočty budeme předpokládat jejich hodnotu 750 [ot.min⁻¹]. Tuto hodnotu budeme předpokládat jako průměrnou hodnotu otáček.

Zadní ložisko – ložisko A (B7224-E-T-P4S)

$$F_{RA} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = 19\,189,7 \text{ [N]} \quad (4.3.3.1)$$

Pro výpočet trvanlivosti zadního ložiska budeme vycházet z předpokladu, že zadní ložisko bude přenášet pouze radiální zatížení. Axiální zatížení ložiska zanedbáme a nebudeme ho tedy během výpočtu uvažovat.

Hodnoty nezbytné pro výpočet trvanlivosti ložiska:

Otáčky vřetene	$n = 750 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Exponent pro ložiska s bodovým stykem	$a_v = 3$
Počet rotujících vnitřních kroužků	$m = 1$
Statická únosnost ložiska	$c_{10} = 204\,000 \text{ [N]}$
Dynamická únosnost ložiska	$c = 204\,000 \text{ [N]}$
Radiální zatížení ložiska	$F_{RA} = 19\,189,7 \text{ [N]}$

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{c}{F_{RA}}\right)^{a_v} = 1\,201\,395\,349,21 \text{ [ot]} \quad (4.3.3.2)$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10A}}{n \cdot 60} = 26\,697,67 \text{ [hod]} \quad (4.3.3.3)$$

Hlavní ložisko – ložisko B (B7036-E-T-P4S)

$$F_{RB} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = 11\,065,64 \text{ [N]} \quad (4.3.3.4)$$

V dalším výpočtu budeme předpokládat axiální zatížení hlavního ložiska. Dále budeme předpokládat poměr řezných sil na nástroji

$$F_Y : F_X : F_Z = 1 : 0,4 : 0,25 \quad (4.3.3.5)$$

Během výpočtů únosnosti vřetene jsme zjistily hodnoty F_X a F_Y .

$$F_X = 1\,814,25 \text{ [N]}$$

$$F_Y = 4\,984,62 \text{ [N]}$$

$$F_Z \cong 0,25 \cdot F_Y = 1\,246,16 \text{ [N]}$$

Axiální zatížení ložiska F_z ještě dále zvětšíme o předpokládanou hodnotu předpětí, která je uvedena v katalogu [16]. Velikost předpětí je $F_p = 2\,339 \text{ [N]}$

$$F_{AxB} = F_Z + 2\,339 = 3\,585,16 \text{ [N]} \quad (4.3.3.6.)$$

Hodnoty nezbytné pro výpočet trvanlivosti ložiska:

Otáčky vřetene	$n = 750 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
----------------	-------------------------------------

Exponent pro ložiska s bodovým stykem	$a_v = 3$
Počet rotujících vnitřních kroužků	$m = 2$
Statická únosnost ložiska	$c_{10} = 365\,000\text{ [N]}$
Dynamická únosnost ložiska	$c = 290\,000\text{ [N]}$

$$\frac{F_{AxB}}{c_{10}} = 0,0098 \Rightarrow e = 0,19 \quad (4.3.3.7)$$

$$\frac{F_{AxB}}{m \cdot F_{RB}} = 0,16 < e \quad (4.3.3.8)$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

$$F_{ax} = X \cdot m \cdot F_{RB} + Y \cdot F_{AxB} = 22\,131,28\text{ [N]} \quad [8] \quad (4.3.3.9)$$

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{c}{F_{ax}} \right)^{a_v} = 2\,249\,957\,917\text{ [ot]}$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10A}}{n \cdot 60} = 49\,999,06\text{ [hod]}$$

Z výpočtů je patrné, že v obou případech bylo dosaženo vyšší hodnoty trvanlivosti, než byla minimální požadovaná. V případě zadního ložiska je hodnota trvanlivosti přibližně 1,33 krát vyšší, v případě hlavního ložiska je tato hodnota téměř 2,5 krát vyšší.

Koeficient bezpečnosti na trvanlivost hlavního ložiska (2,5) je pro toto ložisko vyhovující. Tento koeficient pro zadní ložisko (1,33) je však poněkud nízký. Jeho hodnota by byla ideální, kdyby byla vyšší nebo rovna 1,5-1,6.

Zkoušel jsem vyměnit zadní ložiska za ložiska s vyšší únosností, tato ložiska však měla nižší tuhost, což nám poměrně ve velké míře ovlivnilo vzdálenost mezi ložisky a také celkovou deformaci vřetene (vyšla vyšší hodnota). Z důvodu změny vzdálenosti mezi ložisky se změnily také hodnoty sil v těchto ložiscích, což ovlivnilo jejich trvanlivost. Ta se ve výsledku téměř nezměnila. V tomto případě je na pováženu, zda se vyplatí hledat ložiska s vyšší únosností, když nám v důsledku bude narůstat vzdálenost mezi ložisky a celková deformace vřetene, která poté zásadně ovlivňuje přesnost výroby.

Na základě těchto důvodů jsem se rozhodl, že budu brát hlavní i zadní ložiska jako vyhovující a nebudu je měnit za jiná, neboť by to vedlo na konstrukci vřetene velké délky a tudíž také vyšší hodnoty jeho celkové deformace.

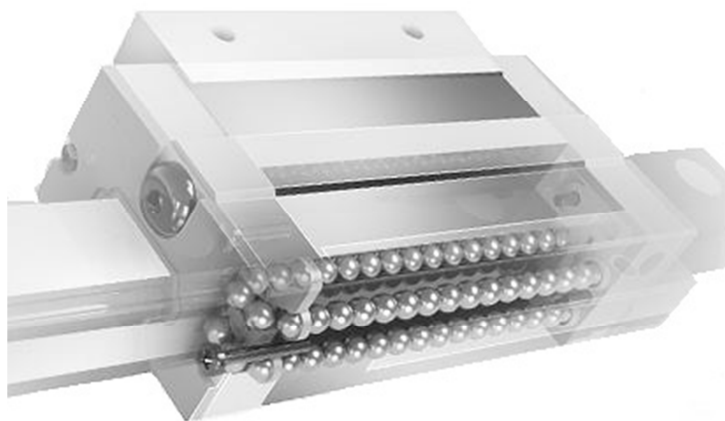
4.4 Konstrukce vedení

Jak bylo již uvedeno v první části této práce, máme kruhový a přímočarý typ vedení. Pro naše využití je důležité právě to přímočaré, konkrétně přímočaré valivé vedení. Tento typ vedení bude použit jako lože pro podélný i příčný suport.

Na valivá lineární vedení se specializuje firma HIWIN s.r.o.. Jedná se o firmu působící na mezinárodní úrovni, od roku 2002 má také pobočku v České Republice s centrálním skladem v Brně. Valivá vedení této firmy využívá mnoho firem zabývajících se výrobou obráběcích strojů po celém světě.

Z katalogu lineárních vedení firmy HIWIN s.r.o. jsem vybral vedení řady WE [14]. Konkrétně pro podélný suport jsem zvolil typ WE W 35 C C 2 R 2460 ZA H 2 DD a pro

příčný suport jsem zvolil typ WE H 27 C A 2 R 1080 ZA H 2 DD. Valivé vedení volím z důvodu nižšího zatížení pohonu lineární osy třecí silou vedení. Součinitel smykového tření vedení z tvárné litiny se pohybuje v rozmezí 0,15-0,16, oproti tomu součinitel smykového tření valivého vedení se pohybuje okolo 0,005. Na obr. 4.4.1 je znázorněno valivé lineární vedení.



Obr. 4.4.1 Valivé vedení HIWIN [14]

V konstrukčních sestavách této práce jsou použity odpovídající modely stažené ze serveru výrobce [23], tudíž jejich geometrie je importována a není mnou vytvářena. V modelech kolejnic nebudou vkládány zátky otvorů šroubů.

4.5 Konstrukce pohonu lineárních posuvů

Pohon jednotlivých suportů je v dnešní době v převážné většině realizovaný pomocí servopohonu a kuličkového šroubu. Dalším příkladem pohonu suportu je lineární motor, který vyniká svojí vysokou dynamikou a přesností. My se však v této práci budeme zabývat pohonem přes kuličkový šroub.

Schematicky je lineární osa s kuličkovým šroubem znázorněna na obr. 4.5.1



Obr. 4.5.1 Lineární osa HIWIN [15]

Již dříve zmíněná firma HIWIN, která vyrábí lineární valivá vedení má ve své nabídce také realizaci lineárních posuvů. Z katalogu dostupného z [15] jsem vybral lineární osy, které rozměrově i hodnotou únosnosti splňují naše potřeby.

Pro náš soustruh jsem zvolil lineární osy podélného a příčného suportu:

Podélný suport: KK 0 130 25 P 1680 A M2 B C S

Příčný suport: KK 0 130 25 P 980 A M2 B C S

Pohon lineární osy budeme volit podle krouticího momentu potřebného na tomto motoru.

Krouticí moment vypočteme dle následujícího vztahu.

$$M_k = \frac{F_A \cdot s}{2\pi \cdot j \cdot \eta_P \cdot \eta_L^i} + M_{zsrhm} \quad (8.1)$$

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F \quad (8.2)$$

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2\pi \cdot j \cdot \eta_c} \quad (8.3)$$

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2\pi \cdot j \cdot \eta_S \cdot \eta_L^i \cdot \eta_P} \quad (8.4)$$

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{j \cdot \eta_P} \quad (8.5)$$

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2\pi \cdot j \cdot \eta_P \cdot \eta_L^i} \cdot (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_S \cdot f_2}{j \cdot \eta_P \cdot \eta_L^i} \quad (8.6)$$

$$M_F = \frac{F_{TV} \cdot s}{2\pi \cdot j \cdot \eta_S \cdot \eta_P \cdot \eta_L^i} \quad (8.7)$$

$$F_{TV} = \left(\frac{3F_A \cdot a}{L} \right) \cdot f_1 + m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \quad (8.8)$$

Rameno působíště osově síly	$a_{podélný} = 400$; $a_{příčný} = 150$ [mm]
Vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od vedení	$b_{podélný} = 437$; $b_{příčný} = 178$ [mm]
Průměr hřídele pro ložisko	$d_{L \text{ podélný}} = 20$; $d_{L \text{ příčný}} = 20$ [mm]
Střední průměr kul. šroubu	$d_{s \text{ podélný}} = 22$; $d_{s \text{ příčný}} = 22$ [mm]
Součinitel tření ve vedení	$f_1 = 0,005$ [–]
Součinitel tření kul. šroubu	$f_2 = 0,003$ [–]
Součinitel tření redukováný na průměr čepu	$f_3 = 0,003$ [–]
Požadovaná axiální síla	$F_A = 800$ [N]
Předepnutí kuličkového šroubu	$F_P = 0,35 \cdot F_A = 280$ [N]
Tíhové zrychlení	$g = 9,81$ [m. s ⁻²]
Počet valivých ložisek	$j = 2$ [–]
Délka pojezdové dráhy	$L_{podélný} = 1\,680$; $L_{příčný} = 980$ [mm]
Manipulovaná hmotnost	$m_{podélný} = 1\,500$; $m_{příčný} = 400$ [kg]
Stoupání kuličkového šroubu	$s_{podélný} = 25$; $s_{příčný} = 25$ [mm]
Úhel sklopení vedení	$\alpha_{podélný} = 0$; $\alpha_{příčný} = 70$ [°]
Celková účinnost	$\eta_c = \eta_S \cdot \eta_V \cdot \eta_P \cdot \eta_L^i = 0,788$ [–] (8.9)
Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,98$ [–]
Účinnost valivých ložisek	$\eta_L^i = 0,92$ [–]
Účinnost převodu (pružná spojka)	$\eta_P = 0,95$ [–]

Účinnost kuličkového šroubu

$$\eta_s = 0,92 [-]$$

Účinnost převodu jsem našel v literatuře vyjádřenou pouze pro převod ozubenými koly (0,96) nebo řemenem (0,99). Hodnotu na převod pružnou spojkou se mi nepodařilo nikde najít, volím tedy hodnotu 0,95, což je podmíněno možností pružení pružného elementu ve spojce.

Výsledné hodnoty předešlých vztahů jsou uvedeny v tab. 4.5.2

Tab. 4.5.2 Vypočtené veličiny dle předešlých vztahů

Veličina	Jednotka	podélný suport	příčný suport
FTV	[N]	28,02	8,55
MF	[Nm]	0,069	0,021
MKSM	[Nm]	0,114	0,113
ML	[Nm]	0,015	0,014
MG	[Nm]	0,182	0,017
MGT	[Nm]	0	9,309
Mzsrhm	[Nm]	0,38	9,474
Mk	[Nm]	2,201	11,295

V závislosti na vypočtených hodnotách krouticích momentů pohonů suportů volím motor od firmy Siemens [12]. Regulace těchto pohonů je realizována pomocí již dříve uvedeného frekvenčního měniče. Zvolil jsem synchronní motor SIMOTICS S-1FT7 (katalogové číslo 1FT7084-5AC70-1ME0). Tento motor jsem zvolil pro pohon obou suportů.

V konstrukčních sestavách této práce jsou použity odpovídající modely stažené ze serveru výrobce [23], tudíž jejich geometrie je importována a není mnou vytvářena.

4.6 Odměřování polohy

Odměřování polohy lze považovat za nejdůležitější prvek celého obráběcího stroje. Díky odměřování jsme schopni najet s nástrojem na pozici s vysokou přesností i opakovatelností.

V současné době jsou u obráběcích strojů využívány dva typy odměřovacích systémů, konkrétně lineární absolutní odměřování a inkrementální odměřování. Absolutní odměřování odpočítává aktuální polohu vůči pevnému bodu stroje (nule). Inkrementální polohování vyhodnocuje přírůstek posunutí ve směru dané osy, nebo přírůstek natočení hřídele elektromotoru.

Jedním ze způsobů odměřování je magnetický odměřovací systém. Tento způsob odměřování sestává z magnetického tělesa, nerezového nosného pásu a superploché snímací jednotky. Magnetické těleso (pásek) může být nalepen přímo na kolejnici vedení a snímací jednotka je pak připevněna přímo k vozíku lineárního vedení. Výstupem tohoto odměřování je signál v reálném čase.

Dalším způsobem odměřování je optické odměřování polohy. Princip těchto snímačů spočívá v modifikaci světelného toku mezi vysílačem a přijímačem polohy snímaného předmětu a následném převodu na elektrickou veličinu.

Inkrementální odměřování polohy

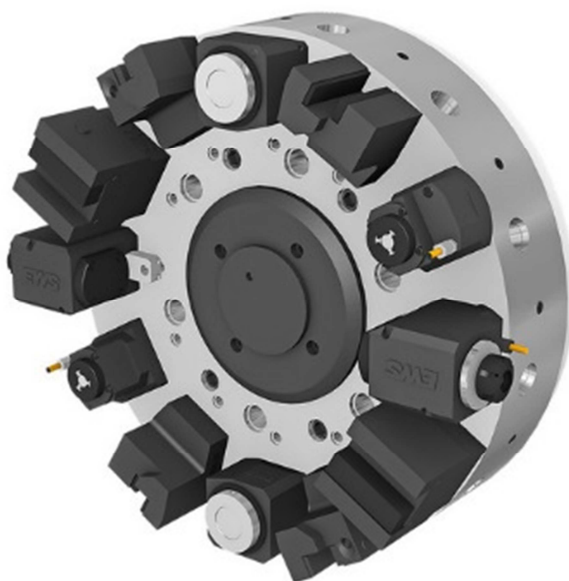
Pro soustruh navrhovaný v této práci budeme předpokládat právě výše zmíněné magnetické odměřování polohy od firmy HIWIN. Odměřovací čidlo nebude součástí modelové sestavy.

4.7 Nástrojový revolver

Nástrojový revolver umožňuje práci stroje bez vedlejších časů na výměnu nástroje. Před začátkem obrábění se umístí všechny potřebné nástroje pro celou operaci do kruhového revolveru. Poté je nutné nadefinovat každý nástroj vůči souřadnému systému.

Revolver nástrojů umožňuje plynulé obrábění se strojní výměnou nástroje (revolver se pouze pootočí do potřebné pozice). Tím je ušetřen čas, který by byl potřebný na výměnu nástroje obsluhou. Nástrojový revolver je schematicky znázorněn na obr. 4.7.1

Revolver nástrojů je poměrně složitý prvek výrobního stroje. Problematika vázající se k tomuto tématu by vyžadovala daleko větší rozsah, než jaký umožňuje tato práce. Na trhu je v současné době několik výrobců, kteří se mimo jiné zabývají výrobou nástrojových revolverů. Lze tedy předpokládat, že tento díl lze v celku koupit. Z těchto důvodů se v této práci nebudeme blíže zabývat problematikou nástrojového revolveru a tato součást bude ve finální sestavě vložena jako sestava složená z několika málo dílů. Sestava bude vcelku zjednodušená, bez detailního zpracování.



Obr. 4.7.1 Nástrojový revolver [21]

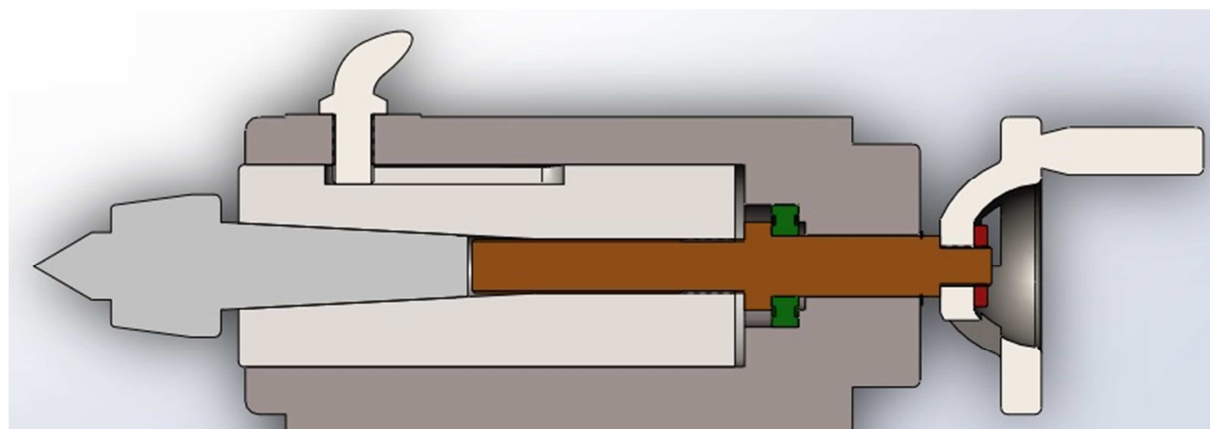
4.8 Koník

Koník soustruhu je velice důležitou součástí, která stroji umožňuje větší univerzálnost, neboť umožňuje několik obráběcích operací. Nejčastěji se používá k podepření dlouhé součásti pomocí hrotu. Hrot lze z objímky vyjmout a nahradit jej například vrtákem s Morse kuželovou stopkou. V případě vrtání pomocí koníku je možné do hrotové objímky upnout upínač na válcové nástroje, pak je tedy možné do obrobku vrtat i nástroji, které nemají kuželovou upínací stopku.

Konstrukčních provedení koníku je v současné době několik. Za typické lze považovat provedení, kde je výsuv pinoly ovládán ručně. Toto provedení je velice typické pro soustruhy starší výroby, nebo pro malé a střední soustruhy. U číslicově řízených soustruhů bývá v současné době výsuv pinoly ovládán z řídicího panelu. Výsuv samotný je pak realizován pomocí lineárního hydromotoru, zubovým hřebenem a šnekem, nebo klasickým šroubem s maticí, přičemž otáčení šroubu je řešeno pomocí elektromotoru.

Ustavení koníku na pozici bývá v současné době řešeno pomocí kuličkového šroubu s maticí. U starších soustruhů a soustruhů s výsuvem pinoly manuálně je ustavení koníku na pozici řešeno také manuálně a pojištění proti samovolnému posunutí koníku je zajištěno šrouby přitahujícími k vedení přítlačné podložky.

V případě našeho konstrukčního návrhu, který je součástí této práce je ustavení koníku na pozici řešeno pomocí šroubů s podložkami. Posuv koníku jako celku je řešený manuálně. Výsuv pinoly je realizován manuálně otáčením klikou. Průřez koníkem použitým v našem konstrukčním návrhu je na obr. 4.8.1.



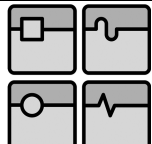
Obr. 4.8.1 Část koníku v řezu

4.9 Odvod třísek

Soustruh od firmy KOVOSVIT, který je předlohou našeho soustruhu má odvod třísek realizovaný pomocí dopravníku třísky. V našem případě budeme odvod třísek řešit pomocí kontejneru třísek, do kterého bude tříska padat. Po zaplnění kontejneru bude třeba přerušit práci, vytáhnout kontejner a vyprázdnit jej.

Kontejner bude mít dvojité dno. Ve spodní části bude prostor pro obráběcí chladicí kapalinu, která bude do stroje dopravována pomocí hydraulického čerpadla. Horní část kontejneru slouží jako sběrný prostor. Zapojení čerpadla a jeho detailní propracování nebude součástí této práce. Do sestavy bude čerpadlo vloženo společně s elektromotorem jako jedna součást.

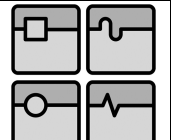
Pohyblivost kontejneru je zajištěna pomocí otočných koleček, která umožní jeho vysunutí dopředu nebo do strany. Kolečka budou v sestavě vložena jako nepohyblivý díl.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

4.10 Ochranné krytování

Ochranné kryty rozeznáváme vnější – tvoří rozhraní mezi vnějším okolím a pracovním prostorem – a vnitřní – oddělují pohyblivé mechanismy od pracovního prostoru. [6]

Z důvodů bezpečnosti pracoviště bude nezbytné náš soustruh zakrytovat. Vnější kryt bude chránit celý stroj před případným poškozením. Vnitřní kryty, které budou zakrývat pohyblivé části stroje (vedení, lineární osy) před znečištěním a tímto způsobením případné nečinnosti stroje. Vnitřní ochranné krytování bude na našem stroji řešeno pomocí teleskopických krytů.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Závěr

Soustruh navrhovaný v této práci má pohon vřetene řešený prostřednictvím asynchronního motoru od firmy Siemens s.r.o. Jelikož se jedná o číslicově řízený soustruh, je pohon suportů řešený prostřednictvím ovladatelných servomotorů od téhož výrobce. Regulace otáček je řešena prostřednictvím frekvenčního měniče, taktéž od firmy Siemens s.r.o., který umožňuje stroji plynule měnit otáčky v požadovaném rozmezí.

Ovládací panel tvořící celistvou jednotku je řešený otočně v rozmezí 90° a je umístěný na vnějším krytu vřeteníku. Samotný ovládací panel obsahuje všechny prvky potřebné pro zadávání dat do programu, spolu s bezpečnostními vypínači pro případ nehody.

Přední konec vřetena je opatřen normalizovaným válcovým zakončením, umožňujícím připevnění univerzálního sklíčidla pomocí připojovací příruby. Samotnému vřetenu byla pomocí výpočtů určena optimální vzdálenost mezi ložisky a posléze bylo také zkontrolováno na mezní stav pružnosti. Výstupem této kontroly je koeficient bezpečnosti, který v našem případě je nadměrně uspokojivý.

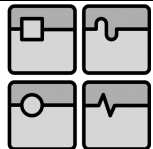
Ložiska, ve který je uloženo vřeteno, jsou vyráběna firmou FAG. Tato ložiska se vyznačují vysokou přesností chodu.

Do konstrukce samotného stroje je zahrnutý manuální koník. Pinola koníku je opatřena vnitřním Morse kuželem, který slouží k upnutí nástroje, nebo nástrojového upínače, popřípadě soustružnického hrotu.

Vedení obou suportů je zprostředkováno pomocí valivého prizmatického vedení od firmy HIWIN s.r.o. Toto vedení se vyznačuje schopností přenést velké hodnoty zatížení při velmi nízkém součiniteli tření.

Nástrojový revolver umožňuje upnutí 12 různorodých nástrojů. K určení polohy břitů nástroje je k dispozici najížděcí sonda.

Pracovní prostor je z důvodu čistoty pohyblivých částí a z důvodu bezpečnosti zakrytován. Celý stroj je kompletně zakrytován vnějším krytováním. Výměnu obrobku, nebo vrtání pomocí koníku je umožněno pomocí 2 pohyblivých vnějších krytů.

	strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Seznam použité literatury a jiných zdrojů

- [1] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992, 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přepracované. Brno: Vysoké učení technické, 1991, 214 s. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] BRENÍK, Přemysl a Josef PÍČ. *Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1982, 573 s. Technický průvodce, 59. L13-E1-IV-41/22648.
- [4] KUBÍČEK, Josef. *Konstrukce a výpočty obráběcích strojů*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 1994, 222 s. ISBN 80-7082-146-9.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3. Doplněné vyd. Praha: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [6] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [7] ŘASA, Jaroslav a Vladimír GABRIEL. *Strojírenská technologie 3*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2000, 256 s. ISBN 80-7183-207-3.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] Contitech Suite. [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/ke-stazeni/vypocet-prevodu-conti-suite/>
- [10] PÍČ, Josef. *Výrobní stroje*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1961, 263 s.
- [11] SP 430/1100: Číslicově řízené soustruhy [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz/upload/products/pdf/sp-430-2500-1384859505.pdf>
- [12] Katalog elektromotorů Siemens: Hlavní pohony [online]. [cit. 2014-03-31]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/cat_pm_21_2013_en.pdf
- [13] Katalog nástrojů SECO: Soustružení [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.briol-nastroje.cz/online-katalogy/Briol-soustruzeni/>
- [14] Katalog HIWIN: Lineární vedení [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/01_Linearni_vedeni.pdf
- [15] Katalog HIWIN: Polohovací systémy [online]. [cit. 2014-4-05]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/04_Polohovaci_systemy_Linearni_moduly_KK.pdf
- [16] Katalog ložisek FAG: Super přesná ložiska [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.loziska-bearings.sk/Data/1167/UserFiles/Vretenove%20loziska_cz.pdf
- [17] Katalog sklíčidel TOS: Samostředící sklíčidla [online]. [cit. 2014-04-03]. Dostupné z: <http://www.tossvitavy.com/pdf/IUG.pdf>
- [18] Nízkonapěťové měniče SINAMICS S110: Katalog D 31 - 2012 [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z:

http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d31/cat_d-31_2012_en.pdf

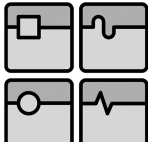
- [19] *Diagram of Lathe Machine*. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: http://www.americanmachinetools.com/lathe_diagram.htm
- [20] *Obráběcí stroje*. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://jhamernik.sweb.cz/OBRSTROJ.htm>
- [21] *Profika obráběcí stroje: CNC soustružnické centrum E200MA*. [online]. [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: <http://www.profika.cz/cnc-stroje/cnc-soustruznicke-centrum-e200ma>
- [22] *Výpočet řemenových převodů: Conti Suite 7.1* [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/ke-stazeni/vypocet-prevodu-conti-suite/>
- [23] *3D modely HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cz/download/3d-modely>
- [24] *PODRAPSKÝ, Jan. SIEMENS S.R.O. VUT vřeteno: Řídící sestava pro motory*. Dostupné z: *elektronická příloha*

Seznam použitých symbolů

a	[mm]	vzdálenost středů řemenic
a_1	[mm]	délka předního konce vřetene
a_p	[mm]	hloubka řezu nástroje
$a_{\text{podélný}}$	[mm]	rameno působíště osově síly na podél. suportu
$a_{\text{příčný}}$	[mm]	rameno působíště osově síly na příč. suportu
a_v	[-]	exponent pro ložiska s bodovým stykem
$b_{\text{podélný}}$	[mm]	vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od podél. vedení
$b_{\text{příčný}}$	[mm]	vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od příč. vedení
c	[N]	dynamická únosnost ložiska
c_{10}	[N]	statická únosnost ložiska
c_{rA}	[Nm ⁻¹]	radiální tuhost zadního ložiska
c_{rB}	[Nm ⁻¹]	radiální tuhost hlavního ložiska
d_3	[mm]	průměr dutiny vřetene
$D_{1, 2, 3}$	[mm]	průměr vřetene na úseku
$d_{l\text{podélný}}$	[mm]	průměr hřídele pro ložisko podél. suportu
$d_{l\text{příčný}}$	[mm]	průměr hřídele pro ložisko příč. suportu
$d_{s\text{podélný}}$	[mm]	střední průměr kul. šroubu podél. suportu
$d_{s\text{příčný}}$	[mm]	střední průměr kul. šroubu příč. suportu
D_s	[mm]	oběžný průměr nad suportem
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu pro ocel
f	[mm]	posuv na otáčku
$f_{1, 2, 3}$	[-]	součinitel smykového tření
F	[N]	působící síla
F_A	[N]	požadovaná axiální síla na suportu
F_{AX}, F_{AY}	[N]	reakční síly v zadním ložisku
F_{BX}, F_{BY}	[N]	reakční síly v hlavním ložisku
F_c	[N]	celková řezná síla
F_{ax}	[N]	přepočítaná axiální síla na hlavním ložisku
F_{axB}	[N]	axiální síla na hlavním ložisku
F_p	[N]	síla předpětí kuličkového šroubu
F_R	[N]	síla od řemenice
F_{RA}, F_{RB}	[N]	radiální zatížení zadního, hlavního ložiska
F_{RX}, F_{RY}	[N]	složky síly od řemenice
F_{TV}	[N]	třecí síla ve vedení pod sklonem
F_x, F_y, F_z	[N]	složky celkové řezné síly

F_z	[N]	složky celkové řezné síly
g	[m.s ⁻²]	řezná síla
h	[mm]	tíhové zrychlení
i	[-]	výškový rozdíl středů řemenic
$I_{1, 2}$	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu na úseku
j	[-]	počet valivých ložisek
k	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
$l_{1, 2, 3}$	[mm]	délka vřetene v úseku
L_{10}	[ot]	trvanlivost ložiska v počtu otáček
L_{10h}	[hod]	trvanlivost ložiska v hodinách
$L_{\text{podélný}}$	[mm]	délka pojezdové dráhy podél. suportu
$L_{\text{příčný}}$	[mm]	délka pojezdové dráhy příč. suportu
m	[-]	počet rotujících kroužků ložiska
$m_{\text{podélný}}$	[kg]	manipulovaná hmotnost na podél. suportu
$m_{\text{příčný}}$	[kg]	manipulovaná hmotnost na příč. suportu
M_F	[Nm]	moment sil redukovaných na hřídel motoru
M_G	[Nm]	moment zátěže
M_{GT}	[Nm]	moment od tíhové složky
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_{km}	[Nm]	krouticí moment motoru
M_{KSM}	[Nm]	moment zátěže od vyosení axiální síly
M_L	[Nm]	moment od třecích sil v ložisku
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_{ox}, M_{oy}	[Nm]	dílcí složky ohybového momentu
M_{zsrhm}	[Nm]	celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
n	[min ⁻¹]	rychlost otáčení vřetene
p	[MPa]	řezný odpor materiálu
p_A	[m.N ⁻¹]	poddajnost zadního ložiska
p_B	[m.N ⁻¹]	poddajnost hlavního ložiska
r	[mm]	rameno řezné síly
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
$s_{\text{podélný}}$	[mm]	stoupání kuličkového šroubu podél. suportu
$s_{\text{příčný}}$	[mm]	stoupání kuličkového šroubu příč. suportu
S	[mm ²]	Průřez třísky
W_o	[mm ³]	kvadratický moment průřezu pro ohyb
W_k	[mm ³]	kvadratický moment průřezu pro smyk
y	[mm]	celková deformace konce vřetene

y_l	[mm]	dílčí deformace ložisek
y_s	[mm]	dílčí deformace skříně vřetena
y_v	[mm]	dílčí deformace vřetena
α	[°]	úhel sklonění osy řemenového převodu
$\alpha_{\text{příčný}}$	[°]	úhel sklopení příčného vedení
α_σ	[-]	tvarový součinitel pro ohyb
α_τ	[-]	tvarový součinitel pro smyk
η	[-]	účinnost řemenového převodu
η_c	[-]	celková účinnost lineární osy
η_L^i	[-]	účinnost valivých ložisek
η_p	[-]	účinnost převodu
η_s	[-]	účinnost kuličkového šroubu
η_v	[-]	účinnost valivého vedení
σ_o	[Pa]	smykové napětí v nebezpečném průřezu
$\sigma_{oI, II, III}$	[Pa]	skutečné ohybové napětí v nebezpečném průřezu
$\sigma_{\text{redI, II, III}}$	[Pa]	redukované napětí v nebezpečném průřezu
τ_K	[Pa]	smykové napětí v nebezpečném průřezu
$\tau_{kI, II, III}$	[Pa]	skutečné smykové napětí v nebezpečném průřezu

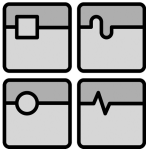
	strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Seznam obrázků

- 2.1.1 Hrotový soustruh
- 2.1.2 Oběžný průměr
- 2.2.1 Čelní soustruh
- 2.3.1 Svislý soustruh
- 2.4.1 Revolverový soustruh
- 3.1 Soustruh a jeho části - přeloženo
- 3.4.1 Prizmatické vedení
- 3.4.2 Kruhové vedení ploché
- 4.2.3 Průřez třísky
- 4.2.4 Momentová charakteristika motoru
- 4.2.2.1 Transmission designer 7.1
- 4.3.1 Vřeteno navrhovaného soustruhu
- 4.3.1.1 Celková deformace vřetene
- 4.3.2.1 Rozložení sil na hřídeli vřetene
- 4.3.2.2 Řemenový převod
- 4.3.2.3 Výsledné vnitřní účinky
- 4.3.2.4 Silové působení v rovině XZ
- 4.3.2.5 Silové působení v rovině YZ
- 4.3.2.6 Rozložení VVÚ
- 4.4.1 Valivé vedení HIWIN
- 4.5.1 Lineární osa HIWIN
- 4.6.1 Nástrojový revolver
- 4.7.1 Část koníku v řezu

Seznam tabulek

- 4.2.1 Řezné odpory materiálů
- 4.2.2 Směrné hodnoty účinností
- 4.3.2 Parametry hlavního ložiska
- 4.3.3 Parametry zadního ložiska
- 4.5.2 Vypočtené veličiny dle předešlých vztahů

	strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Seznam příloh

Příloha č. 1: Izometrický pohled na soustruh

Příloha č. 2: Čelní pohled na soustruh

Příloha č. 3: Horní pohled na soustruh

Příloha č. 4: Boční pohled na soustruh

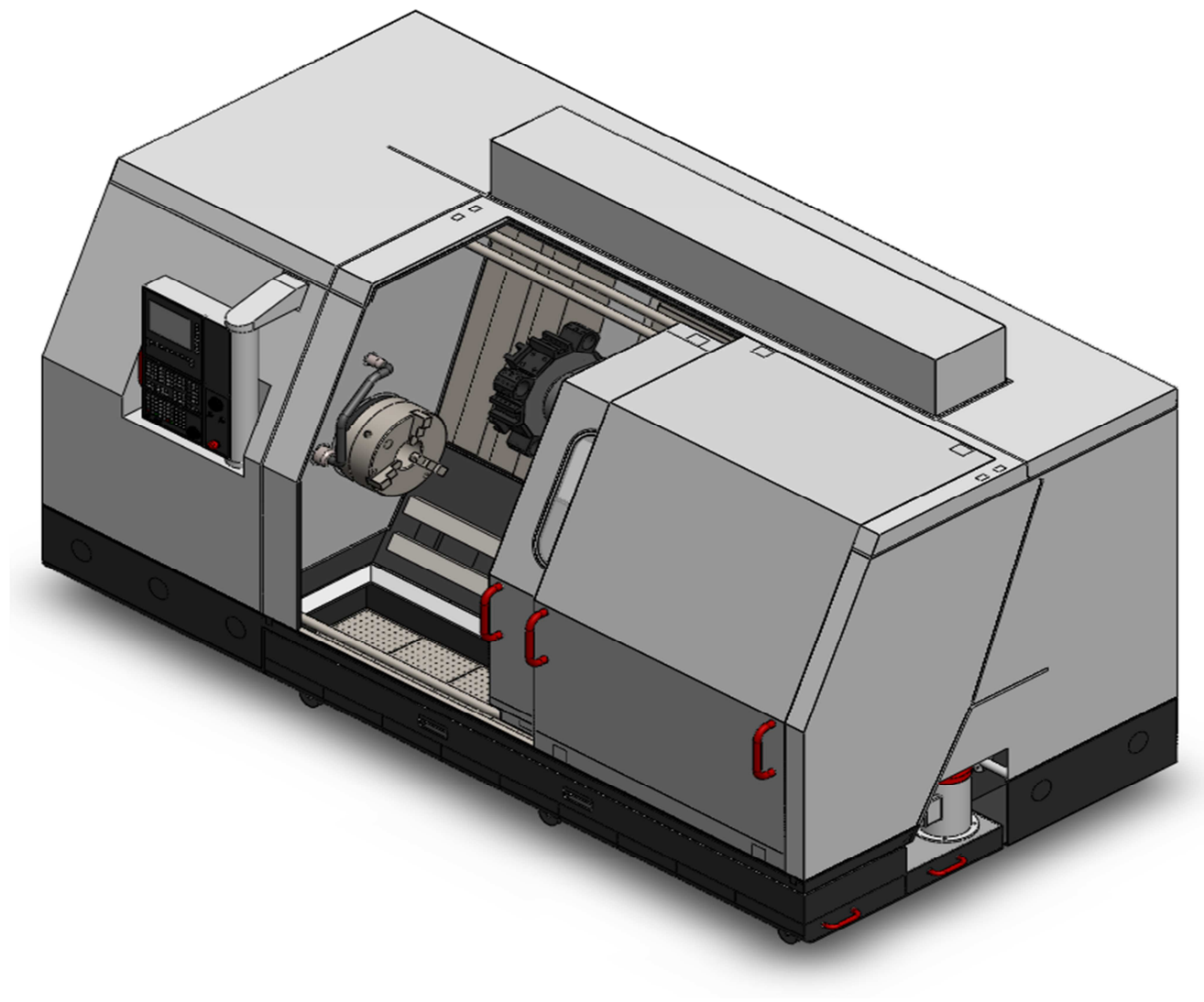
Příloha č. 5: Výkres sestavy – CNC Soustruh – 14-3P-1000

Příloha č. 6: Kusovník – CNC Soustruh – 14-3P-1000

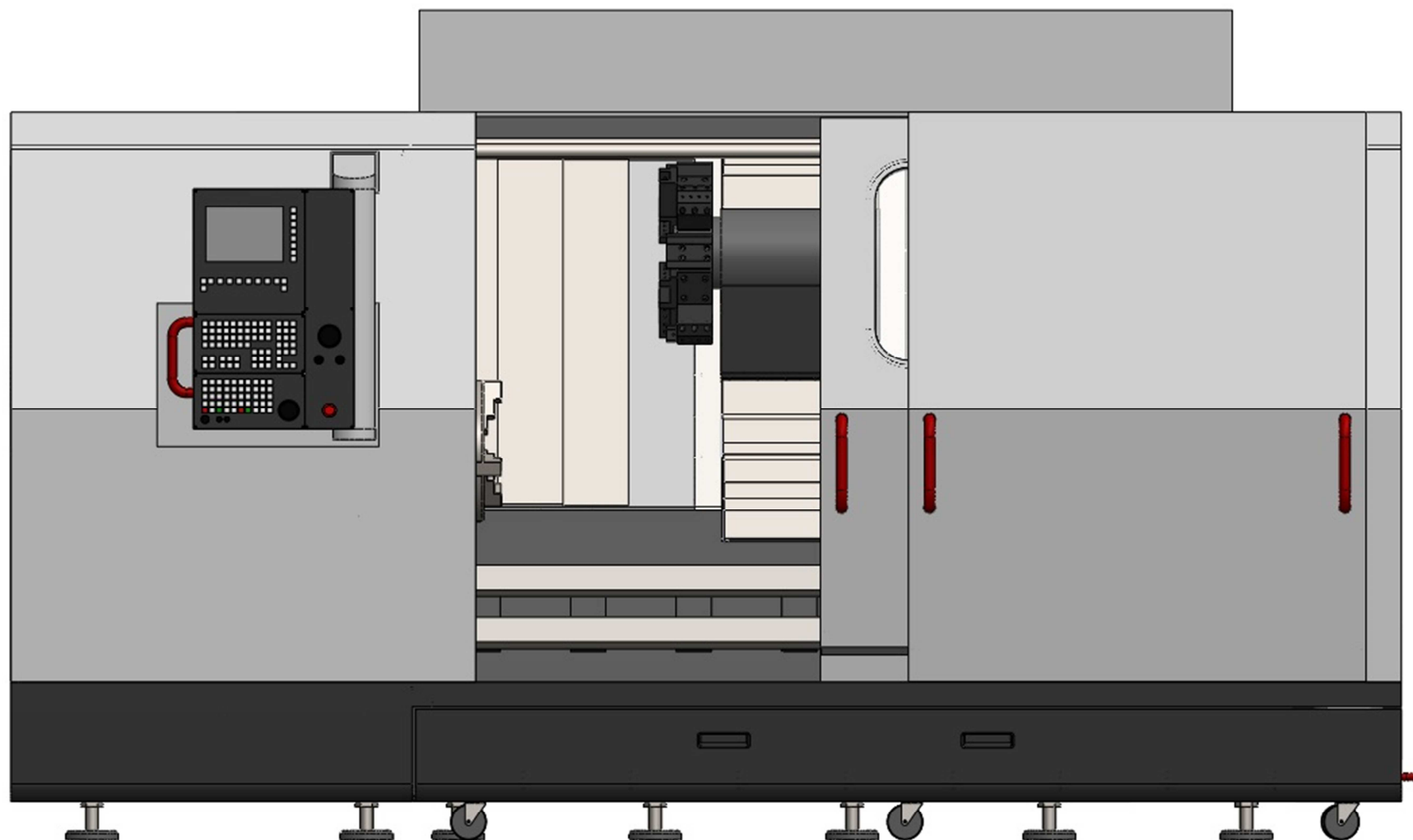
Příloha č. 7: CD s elektronickou verzí bakalářské práce

Izometrický pohled na soustruh

(Příloha č. 1)

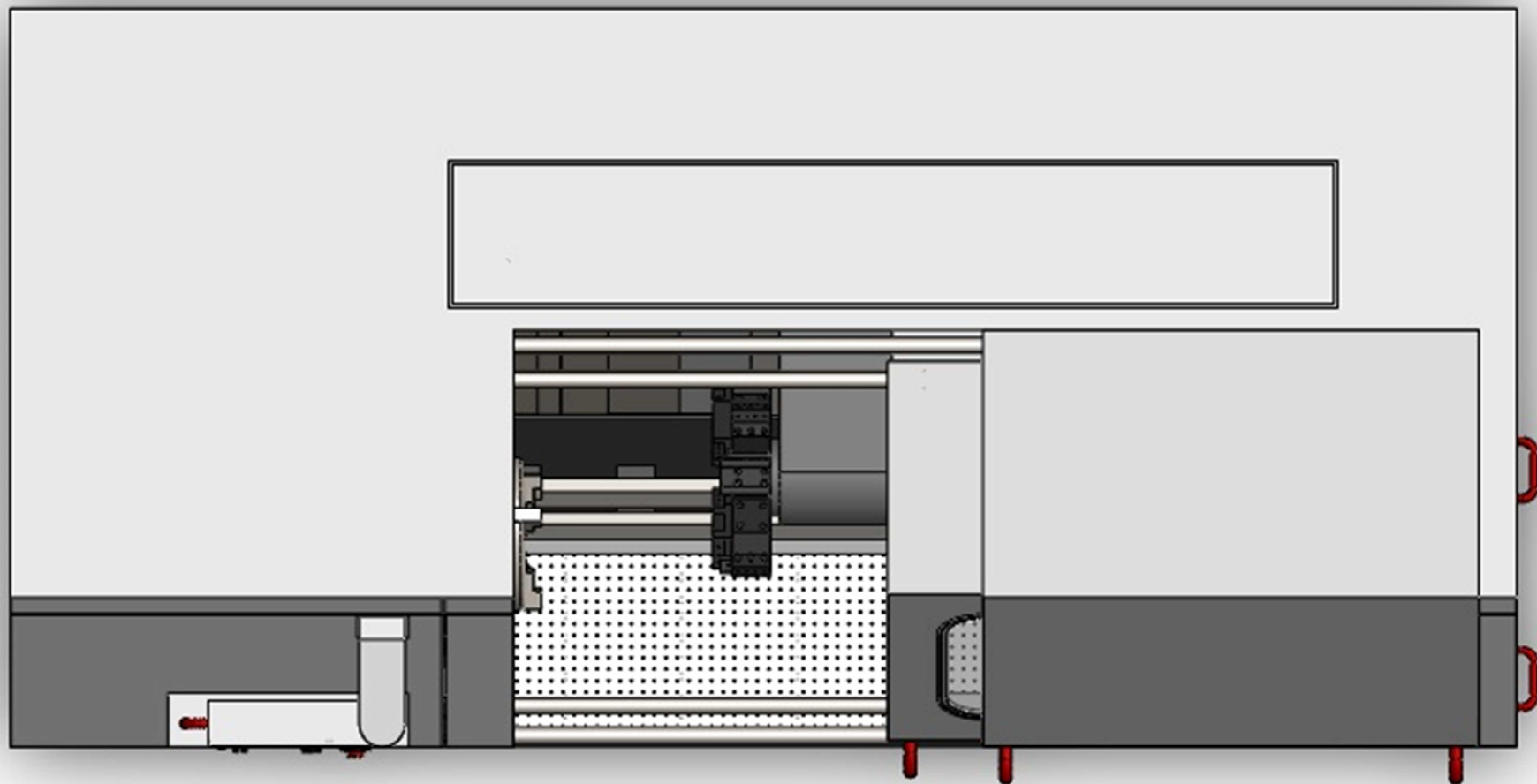


Čelní pohled na soustruh
(příloha č. 2)



Horní pohled na soustruh

(Příloha č. 3)



Boční pohled na soustruh

(Příloha č. 4)

