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 SVISLÉHO SOUSTRUHU

DESIGN OF SMALL VERTICAL TURNING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. PAVEL RYBÁŘ

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Rybář

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 svislého soustruhu

v anglickém jazyce:

Design of small vertical turning machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti svislých soustruhů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stroje. Provede potřebné konstrukční výpočty a konstrukci svislého soustruhu v 3D modelu.
Součástí diplomové práce bude výkresová dokumentace obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh svislého soustruhu
Výkresová dokumentace stroje (výkresy sestav)

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 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je navržení konstrukce malého svislého soustruhu. Úvodní část práce je zaměřena na teorii technologie soustružení a rozdělení obráběcích strojů, přehled a rozdělení svislých soustruhů včetně popisu dílčích sestav ze kterých se obráběcí stroj skládá. V další části práce je provedený návrh obráběné součásti a návrh obráběcího nástroje. V poslední části práce jsou podle navržených parametrů provedeny základní konstrukční výpočty potřebné pro vytvoření návrhu malého svislého soustruhu.

Klíčová slova
Svislý soustruh, soustružení.

ABSTRACT

Task of this project is design of small vertical lathe. First part is focused on theory of turning technology, sort of lathe types, overview of vertical lathes including description of componets which vertical lathes consist of. At the second part of this project there is performed a propose of the machined part and a propose of cutting machine. The last part of this project provides base structure calculations and analysis needed for design proposal of a small vertical lathe according to specified parametres.

Key words
Vertical lathe, turning.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RYBÁŘ, Pavel. *Konstrukce malého svislého soustruhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s., 8 příloh. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha , Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Konstrukce malého svislého soustruhu“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

10.10.2011 …….

Bc. Pavel Rybář

Poděkování

Děkuji tímto panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D., zaměstnanci VUT FSI Brno a panu Ing. Drahoslavovi Přikrylovi, vedoucímu konstrukce firmy OMOS, s.r.o., za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

Abstrakt 5
Prohlášení 6
Poděkování 7
Obsah 8
Úvod 10
1 SOUSTRUŽENÍ 11
1.1 Technologie soustružení 11
1.1.1 Obráběcí proces 11
1.1.2 Rozdělení soustružnických nožů 13
1.2 Soustružnické stroje 15
1.2.1 Základní rozdělení soustruhů 15
2 SVISLÝ SOUSTRUH 17
2.1 Jednostojanové svislé soustruhy 18
2.2 Dvoustojanové svislé soustruhy 19
3 ZÁKLADNÍ ČÁSTI SVISLÉHO SOUSTRUHU 20
3.1 Rám soustruhu 20
3.1.1 Volba materiálu 21
3.1.2 Statická tuhost rámu 23
3.1.3 Dynamická tuhost rámu 24
3.1.4 Teplotní rušivé vlivy 25
3.2 Upínací deska svislého soustruhu 26
3.2.1 Provedení uložení upínací desky 27
3.3 Dvoustupňová planetová převodovka 28
3.4 Posuvy 28
3.5 Příčník svislého soustruhu 29
3.6 Příčníkový suport svislého soustruhu 31
3.7 Smýkadlo svislého soustruhu 32
3.8 Ochranné kryty 33
3.9 Odvod třísek 34
3.10 Chlazení a mazaní 35
4 NÁVRH PARAMETRŮ SVISLÉHO SOUSTRUHU 36
4.1 Návrh součásti 36
4.1.1 Maximální rozměry obráběné součásti 36
4.1.2 Maximální hmotnost obrobku 37
4.2 Výpočet síly třískového obrábění 38
4.2.1 Volba nástroje pro obrábění 38
4.2.2 Výpočet řezné síly 40
4.2.3 Maximální síla a moment na křížové ložisko 41
4.2.4 Dynamický poměr 42
4.3 Návrh ložiska upínací desky 43
4.3.1 Volba ložiska 43
4.3.2 Hodinová trvanlivost navrženého ložiska 44
4.3.3 Jmenovitá životnost ložiska: 45
4.3.4 Dynamické ekvivalentní radiální zatížení 45
4.3.5 Statický bezpečnostní koeficient 46
4.3.6 Statické ekvivalentní radiální zatížení 46

4.3.7 Povolený statický moment ... 46
4.3.8 Povolené statické axiální zatížení ... 47
4.3.9 Přehled výsledků ... 47
4.4 Zapojení desky s převodovkou a motorem ... 48
4.4.1 Návrh modulu pro kolo a pastorek podle Bacha ... 48
4.4.2 Návrh ozubeného věnce a pastorku upínací desky ... 50
4.4.3 Volba převodovky ... 52
4.4.4 Volba motoru ... 53
4.5 Návrh posuvné soustavy ... 54
4.5.1 Pohyb příčníkového suportu a smýkadla ... 54
4.5.2 Materiál kuličkových šroubů ... 55
4.5.3 Návrh parametrů KŠ ... 55
4.5.4 Stanovení maximálních otáček hřídele KŠ ... 56
4.5.5 Maximální axiální zatížení vzhledem ke vzpěru tuhosti hřídele ... 56
4.5.6 Výpočet ekvivalentních otáček a zatížení ... 57
4.5.7 Stanovení trvanlivosti kuličkového šroubu ... 58
5 KONTROLA ZATÍŽENÍ STOJANU V MKP ... 60
5.1 Návrh varianty č.1 ... 61
5.2 Návrh varianty č.2 ... 62
6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ... 63
Závěr ... 64
Seznam použitých zdrojů ... 65
Seznam použitých zkratek a symbolů ... 67
Seznam příloh ... 69

ÚVOD

V dnešní době je obrábění kovů nedílnou součástí ve strojírenské výrobě. V každém strojírenském závodě se můžeme setkat s výrobními stroji určenými pro obrábění kovů. Pracovní osa stroje může být v horizontálním nebo vertikálním směru. Výhodou soustružnických strojů je možnost různých způsobů upnutí obrobků a zároveň obrábět různé typy polotovarů (nejen kruhového průřezu). Upnutí obrobku je jednoduché, přesné a možné pro plnou automatizaci.

Cílem a rozborem této práce není popisovat technologii obrábění a nástroje, kterými se jednotlivé díly obrábí, ale zaměřit se a navrhnout stroj s vertikální pracovní osou. Jedná se o svislé soustruhy (tzv. karusely), které jsou určeny pro obrábění velkých rotačních součástí u kterých průměr převládá nad délkou. V praxi se můžeme setkat s různými typy karuselů, od konvenčních po plně automatizované.

V diplomové práci je řešen návrh malého svislého soustruhu dle vlastní rešerše a návrhu. Zároveň jsou provedeny základní pevnostní výpočty stroje a zpracování 3D modelu a výkresu sestavy stroje.

Obr. Ustavení svislého soustruhu SK16 v hale
při výstavbě nových pracovních prostor

1 SOUSTRUŽENÍ

Jedna z nejstarších a nejrozšířenějších technologií je třískové obrábění materiálu. Ve většině podniků zaměřených na strojírenství, se s obráběním kovů setká.

Jednou z technologií zaměřených na obrábění kovů je soustružení (obr.1.1). Technologií soustružení se rozumí výroba rotačních ploch na obrobku pomocí jednobřitého nástroje. Stroje na obrábění jsou konstruovány jak pro velmi malé součásti, tak i pro velmi rozměrné díly.

Obr. 1.1 Soustružení [2]

1.1 Technologie soustružení

1.1.1 Obráběcí proces

Technologie soustružení má jako hlavní pohyb rotaci obrobku, který je upnutý ve sklíčidle, na unášeči nebo na upínací desce. Vedlejší pohyby vykonává suport s nástrojem. Pohyb suportu je rovnoběžný s osou rotace součásti a kolmo na osu součásti. Ve zvláštních případech mohou být i osy součásti a suportu různoběžné (např. soustružení kuželové plochy). Hlavní a vedlejší pohyb stanovuje řeznou rychlost a rychlost posuvu.

<u>Řezná rychlost:</u>

$$v_C = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{10^3} \qquad [\ \mathrm{m.min^{-1}}\ ] \qquad (1.1.)$$

kde: D…… velký průměr [mm]

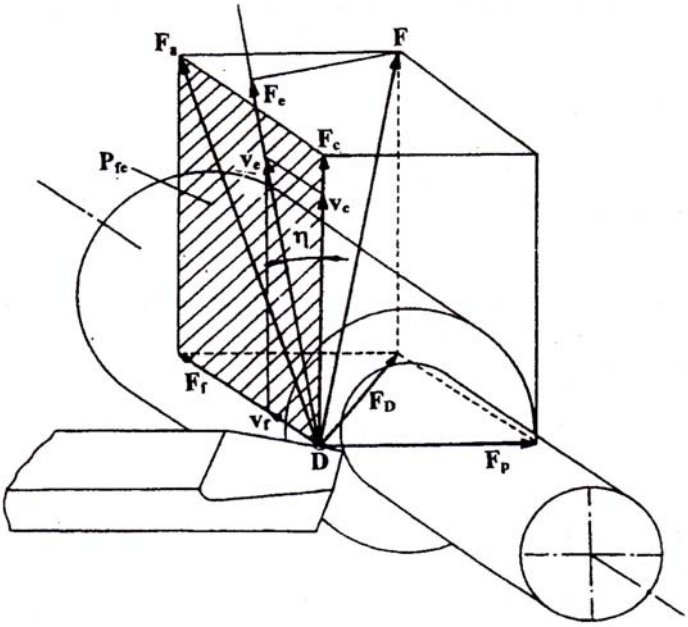
n…… otáčky [$\mathrm{ot.min^{-1}}$]

Rychlost posuvu:

$v_f = 10^{-3} \cdot f \cdot n$ [m.min^{-1}] (1.2.)

kde: f…… posuv [mm]

n……otáčky [ot.min^{-1}]



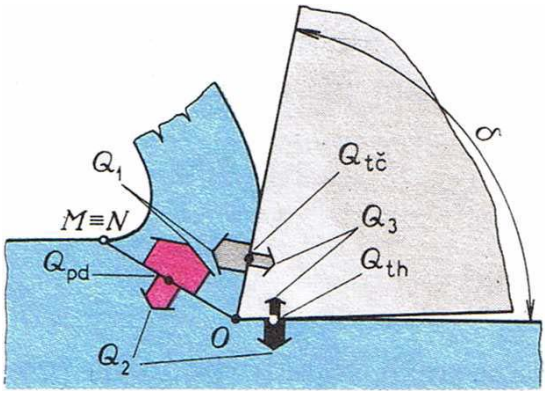
Obr. 1.2 Rozklad řezné síly [1]

Při soustružení je vedlejším produktem tříska. Ta vzniká při řezném procesu vnikáním nástroje klínovitého tvaru do materiálu obrobku. Řezný proces je z hlediska fyzikálního, plastickou deformací za extrémních podmínek zatěžování, vysokých teplot při deformaci a velkou deformační rychlostí. Teplo, které při tomto procesu vzniká se částečně odvádí vzniklou třískou a část odvádí nástroj (obr.1.3).

Q_{pd}……přeměna práce plastické deformace [J]

$Q_{tč}$ ….. přeměna práce tření, na styčné ploše čela [J]

Q_{th} ….. přeměna práce tření, na styčné ploše hřbetu [J]



Obr. 1.3 Zdroje tepla mezi nástrojem a obrobkem [17]

Aby se vzniklé teplo lépe odvádělo, volí se při obrábění vhodná chladící kapalina. Chladící kapalina má nejen chladící účinek, ale má i mazací účinek a zároveň napomáhá odvodu třísky z místa řezu. Zhodnocení vzniklého tepla se říká tepelná bilance procesu řezání.

Tepelná bilance:

$$Q_e = Q_t + Q_o + Q_n + Q_{pr} \qquad [\,J\,] \qquad (1.3.)$$

kde: Q_t……teplo odvedené třískou [J]

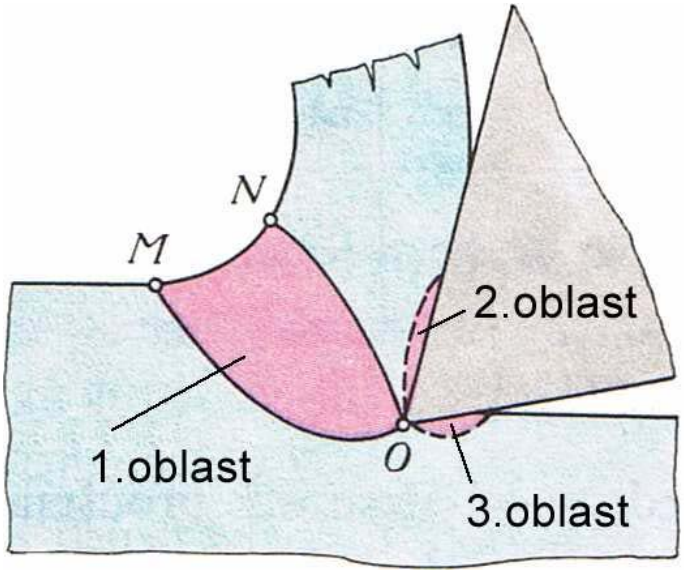
Q_o …..teplo odvedené obrobkem [J]

Q_n …..teplo odvedené nástrojem [J]

Q_{pr} ….teplo odvedené řezným prostředím [J]

Při obrábění vznikají tři oblasti plastické deformace (obr.1.4.):

- I. - oblast maximálních smykových napětí
- II. - oblast tření třísky po čele nástroje
- III. - oblast tření nástroje o obrobený povrch



Obr. 1.4 Oblast plastických deformací
V odřezávané vrstvě [17]

1.1.2 Rozdělení soustružnických nožů [1]

Pro technologii soustružení je hlavním nástrojem soustružnický nůž (obr.1.5). Pro každou operaci lze určit konkrétní typ nože. Úhel hřbetu se pohybuje v rozmezí 5 až 12°, úhel řezu v rozmezí 65 až 100°, úhel sklonu ostří pro měkké materiály +5°, pro velmi tvrdé a -20°. Čelní plocha nože je doplněna o utvářec třísek, který slouží pro lepší formování třísky. Přímých nožů se

nejčastěji používá při soustružení hřídelí a děr. Tvarové nože se využívají k obrábění různých tvarových ploch.

Soustružnické nože se rozlišují na [2]:

Podle tvaru:

- přímé
- stranové
- ohnuté
- osazené
- kotoučové
- prizmatické

Podle způsobu obrábění:

- ubírací
- upichovací a zapichovací
- tvarové

Podle druhu nástrojového materiálu:

- rychlořezná ocel - RO
- slinuté karbidy - SK
- keramické nástroje – km a diamanty

Podle postavení nože vzhledem k obrobku:

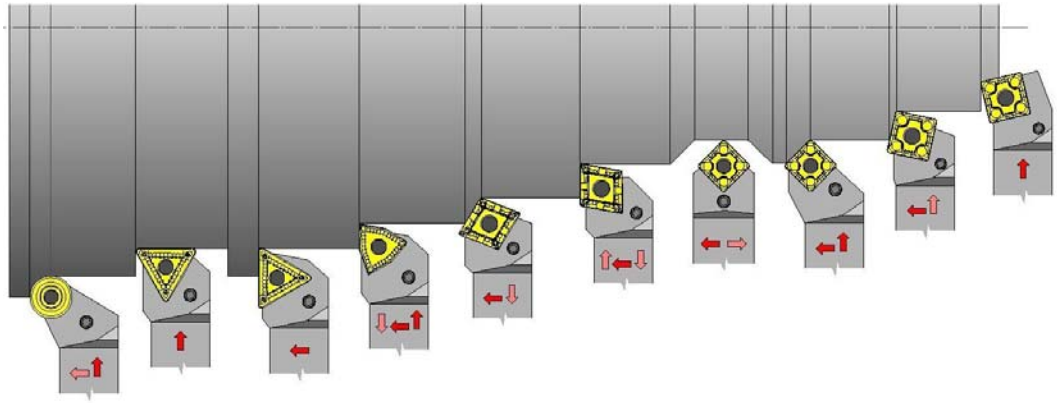
- radiální
- tangenciální

Podle polohy hlavního ostří:

- pravé
- levé
- souměrné

Podle způsobu zhotovení:

- celistvé
- s připájenou, přivařenou řeznou částí
- s řeznou destičkou



Obr.1.5 Typy soustružnických nožů [2]

1.2 Soustružnické stroje

1.2.1 Základní rozdělení soustruhů [1]

Soustruh a svislý soustruh jsou stroje, kde se obrábí obrobek (součást), jehož finální tvar je převážně rotačně souměrný. V praxi si ve většině případů každá firma pořizuje obráběcí stroj (obr.1.4), podle vlastního výrobního programu a zvolené technologie, která se v dnešní době prolíná a na strojích lze provádět více operací různých technologií. Řízení strojů v pracovním cyklu může být ruční, poloautomaty, automaty a programově řízené.

Rozdělení soustruhů:

- Univerzální
- Hrotové
- Čelní
- Revolverové
- Svislé
- Poloautomatické
- Automatické
- NC (CNC)

Obr. 1.5 Soustruh [4]

Soustružením dosahujeme kvalitních povrchů a přesných rozměrů (tab.1.1). Záleží na zvolené technologii a obráběcím nástroji.

Tab.1.1 Kvalitativní parametry soustružení [1]

zvolená technologie	**IT**	**Ra (цm)**
hrubování	11 až 14	12,5 až 100
obrábění na čisto	9 až 11	1,6 až 12,5
obrábění jemné slinutými karbidy	7 až 8	0,4 až 1,6
obrábění diamantem	5 až 6	0,2 až 0,8
obrábění na přesných rev.soustruzích a automatech	7 až 9	1,6 až 6,3

2 SVISLÝ SOUSTRUH

Svislý soustruh, v minulosti známý pod názvem karusel (obr.2.1) je ve strojírenském průmyslu žádaným obráběcím strojem se svislou osou rotace. Starší typy stroje, které jsou dosud v provozu, jsou převážně určeny pro kusovou výroby nebo pro poloautomatické výrobu. Moderní konstrukce strojů mohou být plně automatizovány a jsou určeny pro sériovou výrobu, a jsou navíc vybaveny skupinami jako např:

- C osou
- Náhonem rotační nástrojů
- Automatickou výměnou nástrojů

Základní parametrem, který určuje rozdělení svislých soustruhů, je největší soustružený průměr a maximální obráběná výška. Další parametry stroje jsou navrženy tak, aby obrobek dosahoval co největších přesností a zároveň byl v souladu s požadavky zákazníka. Podle průměru desky jsou svislé soustruhy rozděleny na malé a velké [5].

<u>Svislý soustruh umožňuje obrábět :</u>

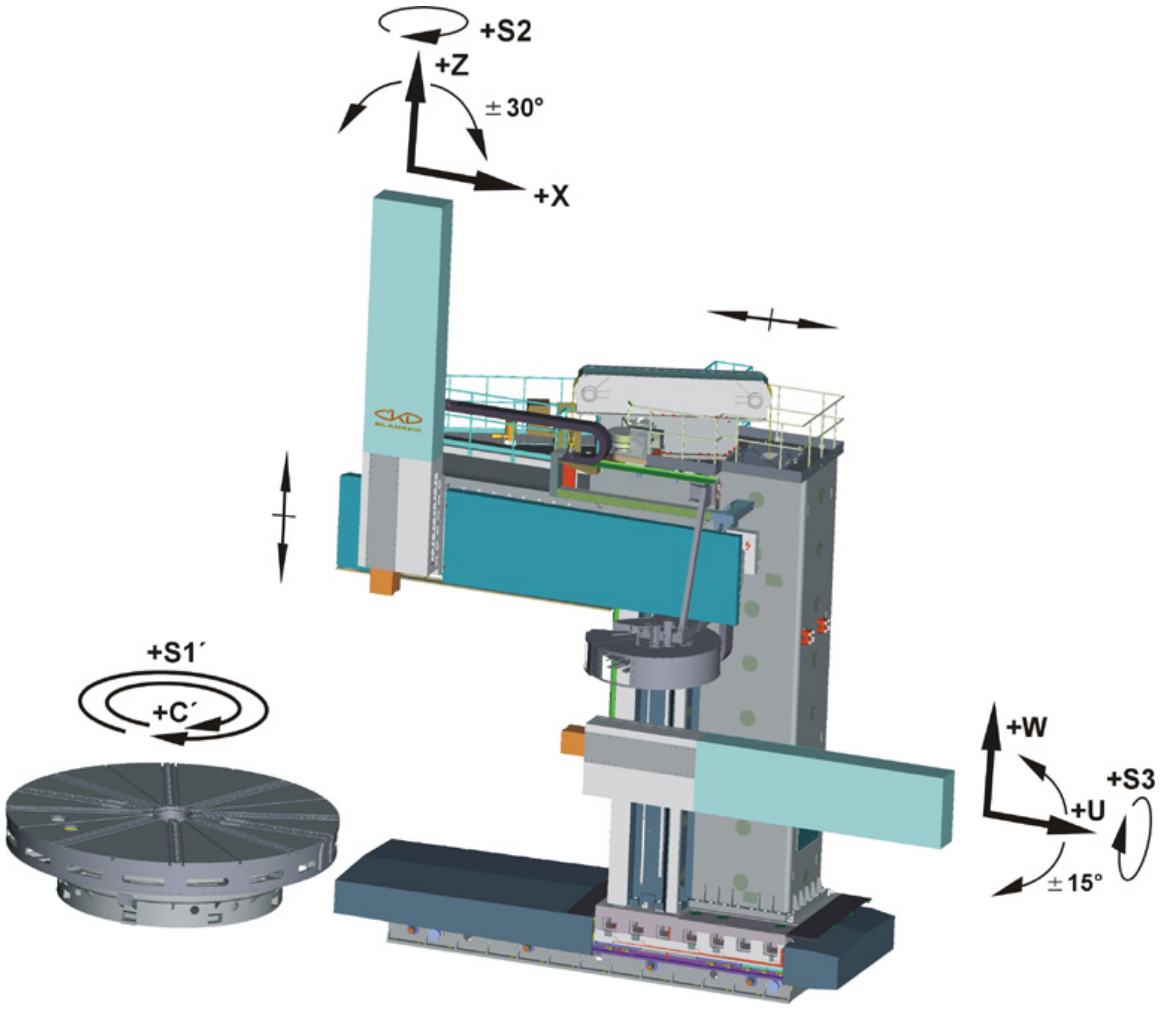
- vnější a vnitřní plochy včetně kuželových ploch
- vrtání a vytváření závitů

Obr.2.1 Jednostojanový karusel SKJ 80-160 D [8]

2.1 Jednostojanové svislé soustruhy

Malé svislé soustruhy mají většinou konstrukci v provedení jako jednostojanové, určené pro obrábění s upínací deskou stolu pro obrobek od 800 až 1200 mm (obr.2.2). Modernější stroje jsou vybaveny plynulou regulací otáček stolu. Uspořádání soustruhu nám zaručuje velkou tuhost rámu. Robustní konstrukce stojanu zajišťuje velkou pevnost na ohyb a krut. Pro zvýšení produktivity se používá revolverová hlava pro upnutí nástrojů

Jednostojanové soustruhy se sice vyrábí jako malé, ale existují jednostojanové soustruhy s průměrem stolu až 6000 mm. V těchto případech je stojan namáhán na krut a ohyb a příčník je z jedné strany vetknutý. Pro zvětšení obráběcího průměru lze odsunout stojan soustruhu po základové desce a dosáhne se požadovaného obráběcího průměru. [7]



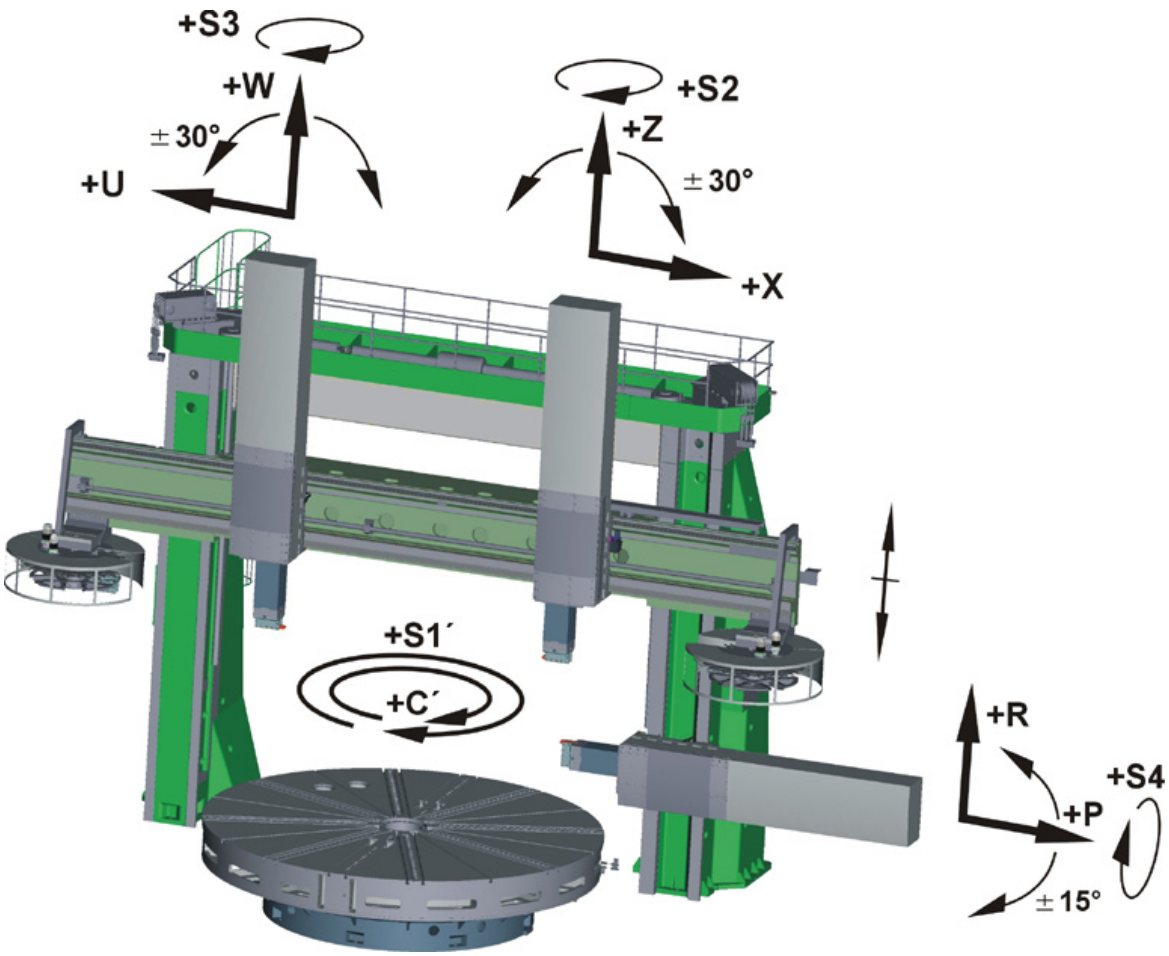
Obr. 2.2 Jednostojanový svislý soustruh
se všemi pracovními osami [8]

2.2 Dvoustojanové svislé soustruhy

Velké dvoustojanové svislé soustruhy jsou konstrukčně navrhovány pro průměry upínací desky od 1600 až 18 000 mm (obr.2.3).

Základ konstrukce tvoří dva stojany spojené příčníkem, což je základ rámové konstrukce. Ostatní konstrukční prvky jsou shodné nebo podobné s jednostojanovým soustruhem.

U velkých konstrukcí se využívá tzv. zjednodušené konstrukce, která má snížit náklady na výrobu a celou konstrukci zjednodušit. Jedním z příkladů je například dělený stojan na několik částí v závislosti na výšce obrobku. Obrobky větších rozměrů, které nelze upnout k upínací desce, jsou upínány na radiální ramena upevněná na stole [7].



Obr. 2.3 Dvoustojanový svislý soustruh
se všemi pracovními osami [8]

3 ZÁKLADNÍ ČÁSTI SVISLÉHO SOUSTRUHU

3.1 Rám soustruhu

Rám je jedna ze základních a důležitých částí svislého soustruhu. Na tuhosti celého rámu, odolnosti proti opotřebení vodících ploch, dynamické stabilitě, závisí hlavně přesnost obrábění. Součástí rámu je vodorovně přestavitelný stojan se svislými vodícími plochami pro pohyb přestavitelného příčníku. Do součástí rámu patří i lože. Lože je skříňovitého tvaru, který ve většině případů spojuje základní části stroje v celek. Lože slouží k uložení upínací desky a k uchycení převodové skříně. U strojů s třetí řízenou osou (rotační osa C) je umístěn v loži náhon pro polohování upínací desky (rotační pohyb upínací desky). Při návrhu těchto částí se musí respektovat základní všeobecně platné požadavky [9]:

<u>Základní požadavky na rám soustruhu:</u>

- materiál rámu
- statická tuhost
- dynamická a tepelná stabilita
- dobrý odvod třísek
- jednoduchá a efektivní výroba
- malá hmotnost
- snadná manipulovatelnost
- dobré uložení na základ

Obr. 3.1 Rám svislého soustruhu [13,9]

3.1.1 Volba materiálu

Materiálu pro výrobu rámu se volí po posouzení fyzikálních vlastností daného materiálu (Tab.3.1), které zásadně ovlivňuje mechanické vlastnosti (Tab.3.2) a technické vlastnosti stroje (obr.3.2). Pro výrobu rámu se nejčastěji využívají materiály jako je šedá litina nebo ocel, ocelolitina (obr.3.3). V posledních letech jsou doplňovány dalšími materiály jako je beton a polymerbeton. Při volbě materiálu je nutné zhodnotit i výrobně-technická a ekonomická hlediska, hospodárnost ve výrobě, obrobitelnost, možnost svařování.

Požadavky na vlastnosti konstrukčních materiálů se zvyšují vlivem rostoucích nároků na přesnost výroby [9].

Tab. 3.1 Fyzikální vlastnosti materiálu [9]

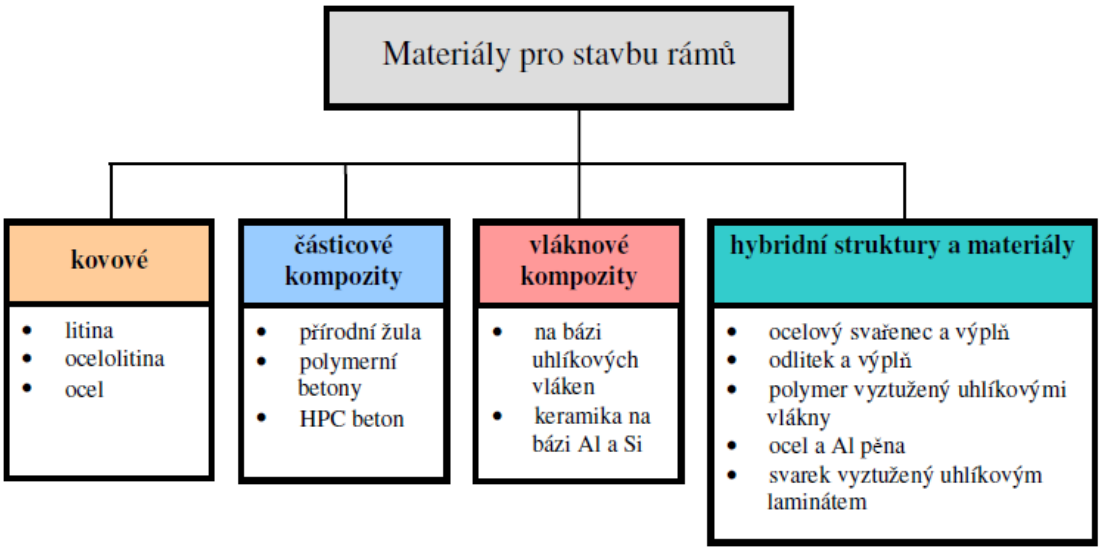
Parametry / Materiál	Modul pružnosti [MPa]	Měrná hmotnost [kg/m^3]	Součinitel teplotní roztažnosti [K^{-1}]	Pevnost v tahu [MPa]
Ocel St 37	2,1 ·10^5	7850	11,1·10^{-6}	350…470
Ocelolitina	1,7 ·10^5	7400	9,5·10^{-6}	400…700
Šedá litina	0,8 - 1,1 ·10^5	7200	9·10^{-6}	100…200
Hliník	0,7 ·10^5	2700	23,8·10^{-6}	120…400
Titan	1,1 ·10^5	4500	10,8·10^{-6}	500…1200
Beton	0,2 ·10^5	2500	11·10^{-6}	5…10
Polymerbton	0,4 - 0,6 ·10^5	2300 - 2500	8,2 - 14·10^{-6}	20…40
Al.oxid-keramika	2,4·10^5	3400	4,3·10^{-6}	320

- 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, vodivost ⇒ tepelná stabilita

Obr. 3.2 Fyzikální, technické a provozní vlastnosti [11]

Tab. 3.2 Mechanické vlastnosti materiálu [9]

Materiál / Parametr	Šedá litina s lam.grafitem GG 20	Ocel nelegovaná St 37	Polymerbeton RHENOCAST
Modul pružnosti E [kMPa]	88…113	210	40 - 45
Pevnost v tahu [MPa]	200…300	350…470	15 - 20
Pevnost v tlaku [MPa]	720	-	100 - 120
Pevnost v ohybu [MPa]	290	-	28 - 30
Měrná hmotnost [kg.m^{-3}]	7150	7850	2350 - 2450
Koeficient tlumení	0,0045	0,0023	0,03 - 0,1
Měrná tuhost	(12,3 – 15,8)·10^2	27,3·10^2	-
Koeficient tepelné roztažnosti [K^{-1}]	10·10^{-6}	12·10^{-6}	(11,5 – 14)·10^{-6}
Tepelná vodivost [W.mk^{-1}]	50	50	1,5 - 2
Specifická tepelná kapacita [J.kg.K^{-1}]	500	450	1200



Obr. 3.3 Typy materiálu vhodné pro stavbu rámu obráběcího stroje [11]

Odlitky z litiny

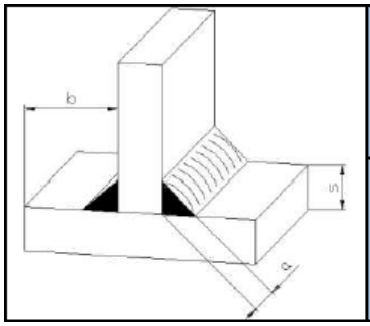
Odlitky z litiny, ocelolitiny jsou pro konstrukci rámů obráběcích strojů nejčastějším používaným materiálem. Jejich nevýhodou je vysoká hmotnost oproti svařovanému rámu, za to jejich vlastnost tlumení chvění je lepší než u svařence. Vyšší hmotnost je dána menším modulem pružnosti v tahu a ve smyku. Pro odlitky je nutné volit větší tloušťku stěny než u svařence, při stejné tuhosti rámu. U rámu z litiny je nutná kontrola povrchových a vnitřních vad materiálu, které způsobují poškození odlitku.

Náklady na výrobu odlívaného rámu jsou oproti svařované konstrukci vysoké pokud se jedná o kusovou výrobu. Pokud by se jednalo o sériovou výrobu, náklady jsou potom nižší než u svařence [9].

Svařovaný rám

Ocelové konstrukce rámů jsou nejčastěji svařované z ocelových profilů nebo válcovaných plechů. Pro zamezení poškození konstrukce vlivem pnutí po svařování, stanovují se v tabulkách doporučené velkosti svarů (Tab.3.3). Nevýhoda svařovaných konstrukcí je nižší tuhost. Pro zvýšení tuhosti je řešením vyplnění konstrukce polymerbetonem. Nevýhoda je i nemožnost použití základního materiálu pro výrobu vodících ploch. Lišty vodících ploch musí být vyrobeny z vhodného materiálu, ke konstrukci šroubovány a zkolíkovány (výjimečně přivařeny). Materiál v takových případech může být litina nebo ocel s kalenými funkčními plochami. U saní se mohou opatřit barevným obložením nebo umělou hmotou, popřípadě profilovanými lištami [9].

Tab.3.3 Doporučené velikosti svarů [9]



Rozměr svaru a [mm]	3	4	5	6	8	10	12	14
Přesazení b [mm]	6	10	10	12	15	18	20	25

Polymerbeton

Pro volbu betonového rámu ukazuje zejména podobnost jeho fyzikálních, ale i mechanických vlastností s vlastnostmi kovových materiálů. Polymerbeton má lepší tuhost. Ve srovnání s kovovým materiálem, stejné tuhosti, vykazuje polymerbeton výrazně nižší hmotnost. Mezi další výhody patří:

- Lepší tlumení
- Nízká tepelná vodivost
- Možnost vylití do kovové formy
- Tuhost,stabilita

Rámy se vyrábějí odléváním do kovových nebo dřevěných forem. Při odlévání je však nutné dodržení technologických postupů jako je například důkladné zalití připojovacích a funkčních ploch z důvodu snížení pevnosti [9].

3.1.2 Statická tuhost rámu

Určujícím hlediskem pro konstrukci rámu jsou velikosti deformace, pevnost a tuhost. V technologickém procesu vznikají čtyři druhy zatížení a tomu odpovídající typy statické tuhosti (obr.3.4), a proto je důležité znát tuhosti jednotlivých části stroje.

Smýkadlo ve výpočtu nahradí nosníkem na dvou podporách, kde na volném konci působí zatížení složkami řezné síly.

Příčník je nosník uložený ve svislém vedení stojanu a působí na něj řezné síly od nože a je namáhán na krut a ohyb. Spojení mezi stojanem a příčníkem by mělo být co nejtužší. Z hlediska výpočtu lze nahradit nosníkem oboustranně vetknutým [9].

Podle druhu zatížení a deformace se dělí na [12]:

Tuhost v posunutí:

$$S_p = \frac{F}{s} \qquad [\,N.\mu m^{-1}\,] \qquad (3.1.)$$

kde: F – síla [N]

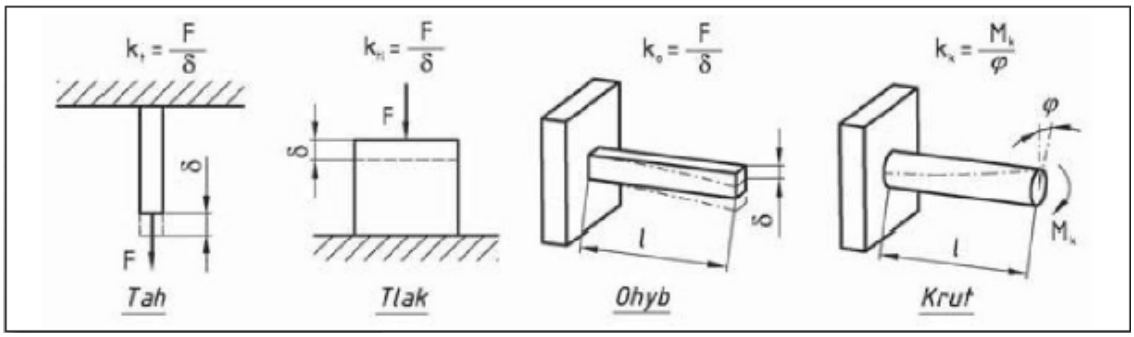
s – deformace posunutí [μm]

Tuhost v natočení:

$$S_k = \frac{M}{\varphi} \qquad [\ N.mm.rad^{-1}\ ] \qquad (3.2.)$$

kde: M – moment síly [N.mm]

φ – deformace natočení (zkroucení) [rad^{-1}]



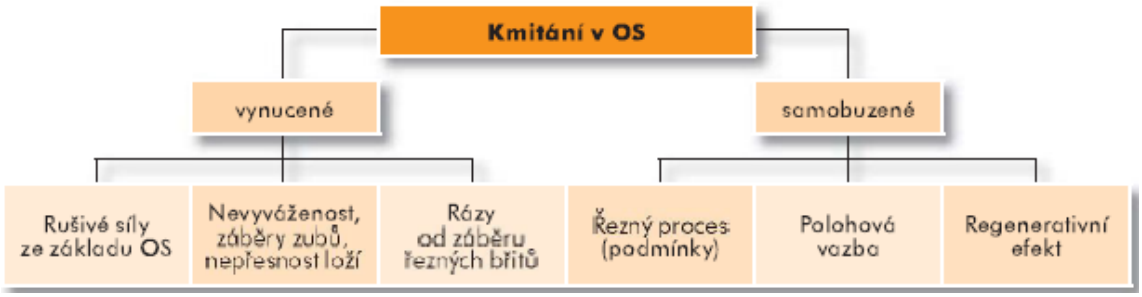
Obr. 3.4 Druhy statické tuhosti [9]

3.1.3 Dynamická tuhost rámu

Dynamickou stabilitou je myšlena odolnost stroje proti kmitání (obr.3.5). Kmitání má nepříznivý vliv na přesnost a kvalitu obrobené plochy, způsobuje hlučnost. Namáhané části stroje je vhodné volit tak, aby se vibrace eliminovaly na co nejnižší např. hydrostatickým uložení smýkadla, snížení hloubky záběru, dokonalé vyvážení obráběných součástí, zvětšením řezné rychlosti nebo volbou vhodné chladící a mazací kapaliny [9].

Typy kmitání:

- Vlastní
- Buzené
- Samobuzené
- Trhavé pohyby



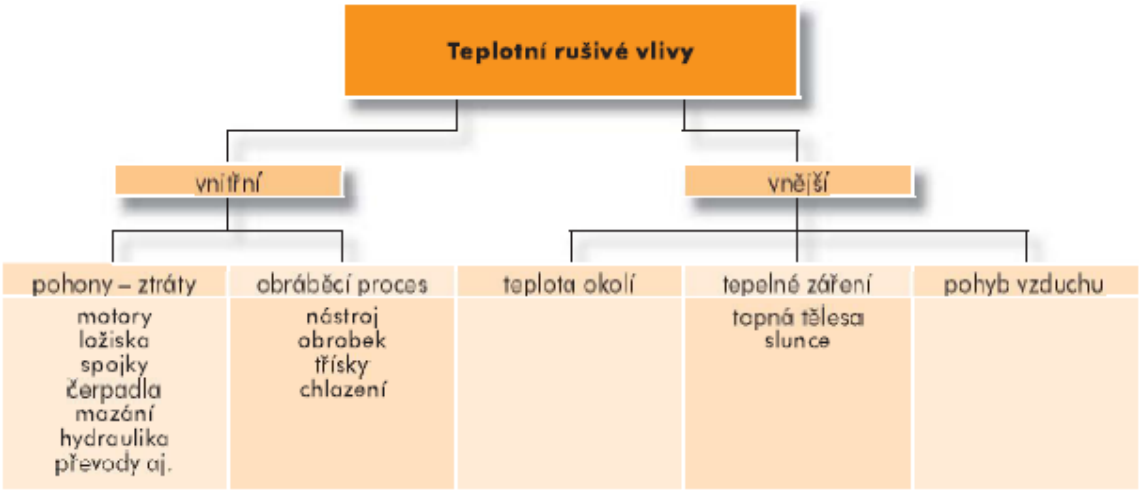
Obr. 3.5 Příčiny kmitání v obráběcích strojích [9]

3.1.4 Teplotní rušivé vlivy

Při obráběcím procesu dochází ke zvýšení teploty celého stroje a jeho důsledkem může docházek k nežádoucím deformacím, rychlému opotřebení nástroje a tím i ke snížení přesnosti obrábění. Teplotní rušivé vlivy se dají dělit na vnější a vnitřní (obr.3.6).

Snižováním teploty stroje, nástroje a obrobku se docílí menších deformací, delší životnosti a prodloužením životnosti nástroje. Přenosu tepla lze snížit čtyřmi základními opatřeními [9]:

- **Odvod tepla** – vhodné chlazení chladící kapalinou, zajištění plynulého odvodu třísek atd.
- **Konstrukční opatření** – umístění zdrojů tepla mimo vnitřní části stroje, konstrukčně řešeny dělící roviny.
- **Klimatizace** – správné proudění vzduchu, stínění proti záření, konstantní teploty na pracovišti
- **Kompenzace** – volba vhodného materiálu, vyhřívání stroje.



Obr. 3.6 Tepelně rušivé vlivy [9]

3.2 Upínací deska svislého soustruhu

Důležitou částí stroje je upínací deska (obr.3.8.), na kterou jsou upínány jednotlivé obrobky. Čtyřčelisťová ruční upínací deska (stůl) má samostatné čtyři ručně přestavitelné čelisti. Upínací mechanizmus čelistí je zabudován přímo v upínací desce. V tělese upínací desky jsou také čtyři pomocné T-drážky (pro průměr upínací desky 1250 mm), čtyři dvojice pomocných T-drážek s roztečí 160 mm, do kterých lze umístit samostatné ručně přestavitelné svěráky (pro průměry 1600 mm a 2000 mm), osm pomocných T-drážek a čtyři dvojice pomocných T-drážek s roztečí 160 mm, do kterých lze umístit samostatné ručně přestavitelné svěráky (pro průměry upínací desky větší jak 2500 mm).

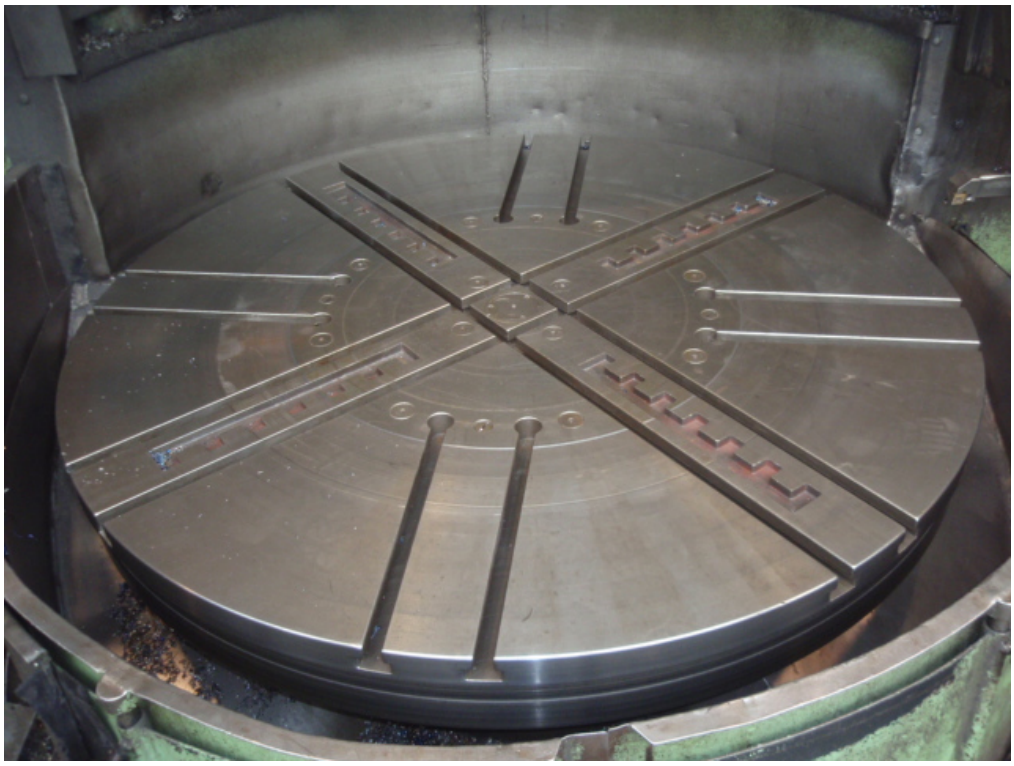
U velkých svislých soustruhů lze mít upínací desku dělenou na dvě části. Vnitřní kruhovou část a vnější mezikruhovou část. K otáčení obou částí najednou dochází po propojení pohonů obou částí. Dělení desky je dáno její hmotností a rozměrem. Většinou jsou dělené desky od průměru 5000 mm (obr.3.9).

Uložení upínací desky v rámu svislého soustruhu se provádí v poslední době nejčastěji na valivé křížové ložisko (obr. 3.7.) s předepnutím, které zajišťuje dlouhodobou tuhost a trvalou přesnost chodu. Součástí uložení je ozubený věnec k náhonu upínací desky. Další možné způsoby uložení jsou popsány v kap.3.2.1

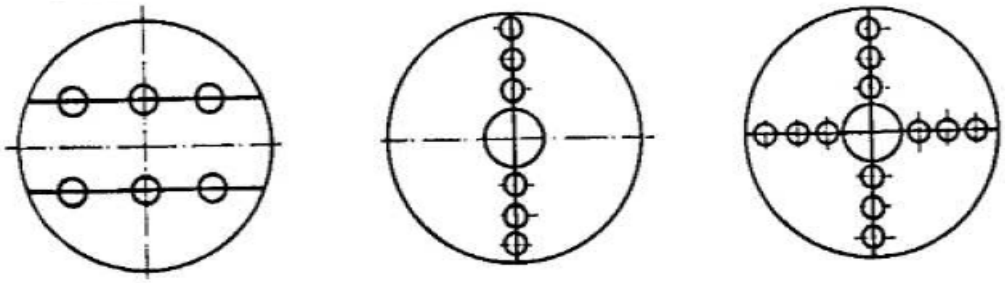
Obr. 3.7 Křížové ložisko typ RB Hennlich [20]

K pohonu upínací desky je použitý hlavní AC motor, který je svisle uložen na speciální konzole umožňující napínání klínových řemenů bez vlivů na axiální zatížení ložisek motoru. Pohon upínací desky umožňuje reverzní otáčky desky, pootáčení vpravo i vlevo, nastavení doby rozběhu a doběhu momentovým

omezením apod. Celkový rozsah otáček na upínací desce je plynule nastavitelný v obou stupních převodovky [9].



Obr. 3.8 Upínací deska [13]



Obr. 3.9 Princip dělení tělesa upínací desky

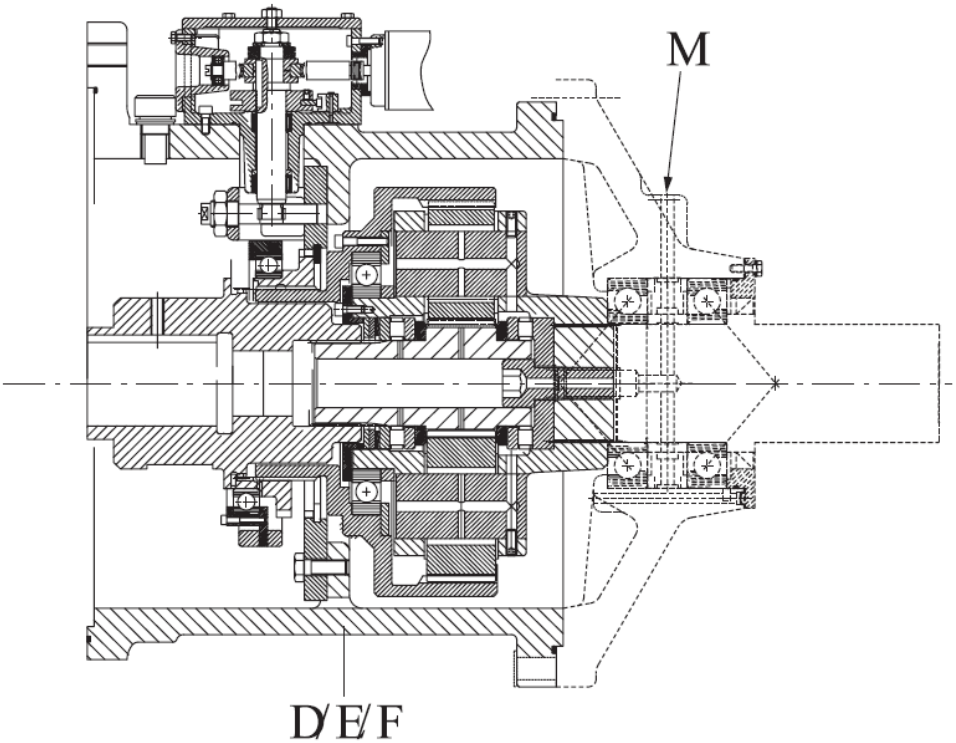
3.2.1 Provedení uložení upínací desky

Jednotlivá uložení upínací desky soustruhu jsou provedena v závislosti na typu stroje a na požadovaných výrobních přesnostech.

- Kluzná
- Rovinná vedení
- Kuželová vedení
- Valivá kruhová vedení
- Valivé vedení křížovým ložiskem
- Valivé vedení s kosoúhlým stykem

3.3 Dvoustupňová planetová převodovka

Pomocí převodů se zajistí optimální podmínky pro obráběcí proces a zároveň je snahou získat co největší účinnost, přesnost, tuhost a nízkou hlučnost stroje. Dvoustupňová planetová převodová skříň (obr.3.10) pro pohon upínací desky tvoří samostatnou stavební jednotku. Náhon od hlavního motoru je proveden sadou klínových řemenů s polyesterovými vlákny na vstupní řemenici planetové převodové skříně. Náhon ozubeného věnce pro pohon upínací desky je proveden pastorkem, který je na výstupu z planetové převodovky [9].



Obr. 3.10 Planetová převodovka [18]

3.4 Posuvy

K pohonu příčníkového suportu a smýkadla jsou používány AC servopohony, zajištěné brzdami. Brzdy působí automaticky při každém přerušení dodávky elektrického proudu. Servopohony jsou spojeny s kuličkovými šrouby přímo přes torzní tuhé spojky nebo přes převodovku. Pro odměřování polohy je jako základní provedení nepřímé odměřování polohy, které je charakterizováno tím, že odměřování se bere od snímače umístěného v ose motoru, včetně elektronické kompenzace chyb stoupání kuličkových šroubů (obr.3.11.). Pro přímé odměřování polohy se může použít lineárních pravítek, včetně elektronické kompenzace chyb stoupání šroubů [9].

Obr. 3.11 Kuličkový šroub s maticí Hennlich [20]

3.5 Příčník svislého soustruhu

Příčník je část stroje pro uložení příčníkového suportu. Může být pevný nebo pohyblivý. Příčník je svisle přestavitelný asynchronním motorem přes šnekové soukolí, kuličkový šroub a matici. Lze použít místo kuličkového šrouby a matice i šrouby s trubkovým závitem a maticí. Stroje s větší upínací deskou (např. 2500 mm, 3000 mm a větší) používají pro přestavení dva šrouby a dvě matice. Příčník je v každé poloze přesně ustaven pomocí dorazů, který zapadá do zubové mezery hřebenu a následně je zpevněn.

Příčník (obr.3.12) je veden ve svislých vodících plochách stojanu. Vedení je kombinací kluzného a valivého uložení. Čelní vodící plochy příčníku jsou kluzné. Na bočních plochách jsou uloženy předepnutá valivá přímočará ložiska. Příčníkový suport se pohybuje po kalených lištách, které jsou v příčníkovým tělese. Profil příčníku u stroje je chráněn ocelovými kryty nebo pryžovými měchy. Uvolnění, zpevňování a přestavování příčníku je možné ovládat tlačítky z ovládacího panelu nebo programem z PC [9].

U malých svislých soustruhů lze příčník ukotvit na pevno a tím mít určenou maximální a minimální výšku obráběné součásti. Jedná se většinou o stroje se svařovanou konstrukcí jako jsou například stroje SKL z TOS Hulín a.s..

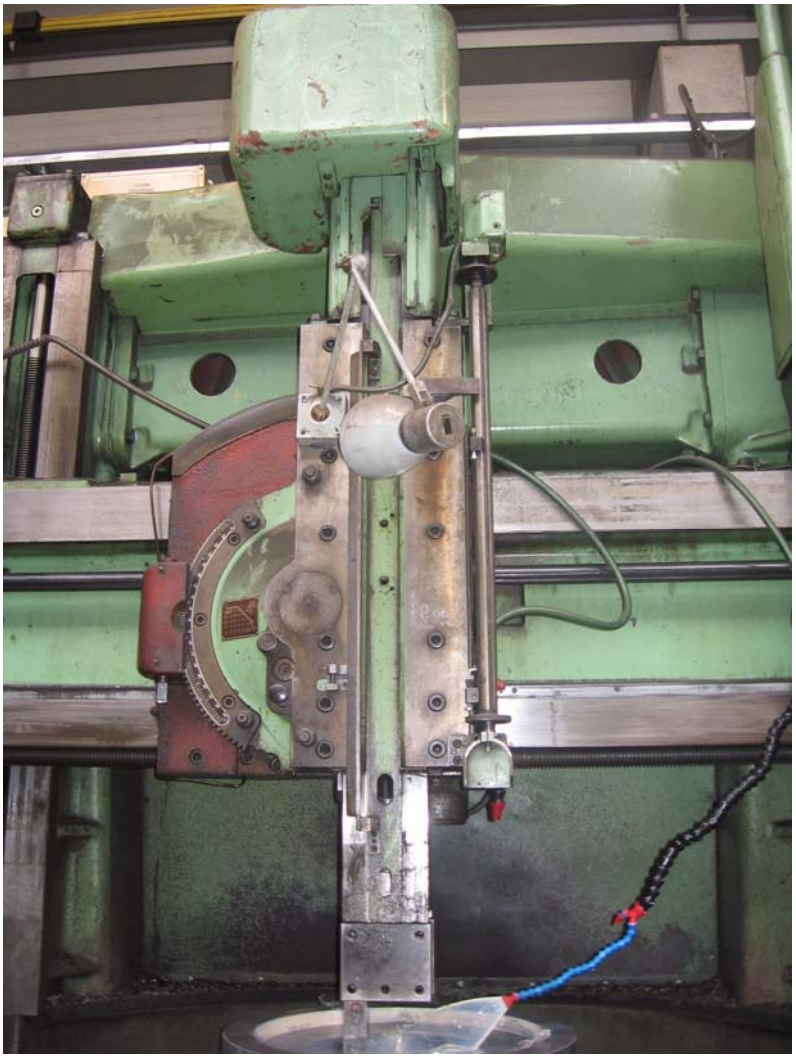
Obr. 3.12 Příčník s příčníkovým supportem [13]

3.6 Příčníkový suport svislého soustruhu

Suport (obr. 3.13) je část obráběcího stroje, která nese a zajišťuje posuv nástroje do záběru. Svislé soustruhy mají jeden nebo dva suporty u větších soustruhů se může objevit také suport boční.

Příčníkový suport slouží pro uchycení čtyřbokého ocelového smýkadla čtvercového nebo obdélníkového průřezu a pohybuje se po vodících plochách příčníku na předepnutých valivých přímočarých ložiskách. Posuv suportu po příčníku je uskutečněný kuličkovým šroubem s předepnutou maticí. Šroub je přímo přes torzní tuhou spojku nebo přes dvoustupňovou převodovku spojen s AC servopohonem [9].

U starších strojů byl posuv zajištěný přes šroub s trapézovým závitem, který je v dnešní době nahrazován přesnějším kuličkovým šroubem.



Obr. 3.13 Příčníkový suport u soustruhu SK16 [13]

3.7 Smýkadlo svislého soustruhu

Smýkadlo svislého soustruhu (obr. 3.14) slouží pro upnutí soustružnických držáků (obr. 3.15), ale i pro různé další nástroje, např. vrtáky. Smýkadlo je uloženo v předepnutých valivých přímočarých ložiskách. Má uzpůsobené čelo pro automatickou výměnu nástrojových držáků upínaných do smýkadla pomocí čtyř radiálních klínů umístěných na hydraulicky ovládaných dvojčinných pístech. Posuv smýkadla zajišťuje kuličkový šroub s předepnutou maticí. Šroub je spojen napřímo s AC servomotorem přes torzní tuhou spojku [8,9].

Obr. 3.14 Smýkadlo svislého soustruhu [13]

Obr. 3.15 Revolverová hlava upnutá na smýkadle [13]

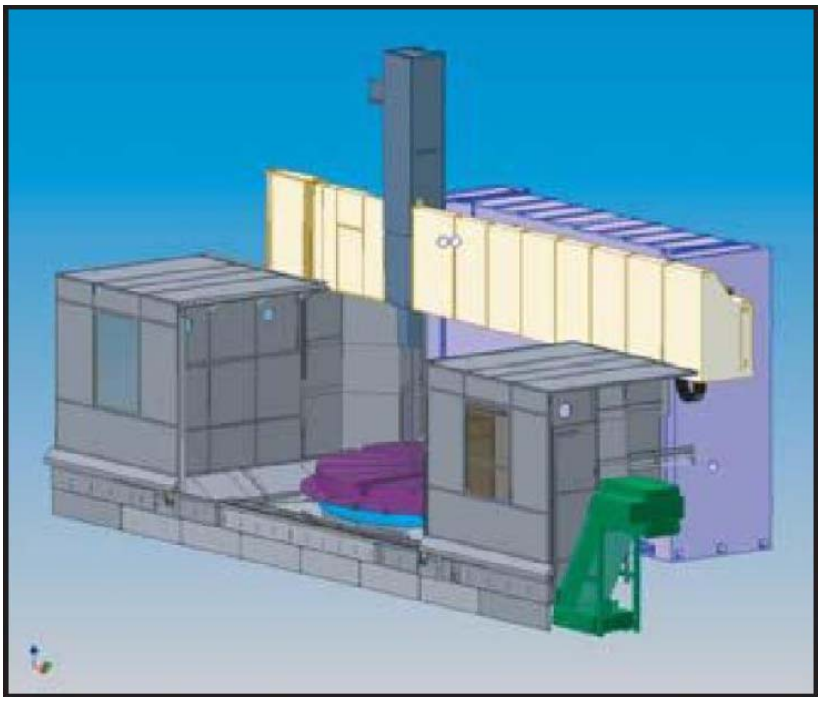
3.8 Ochranné kryty

Ochranné kryty jsou nedílnou součástí každého stroje a patří k důležitým prvkům zajišťujících bezpečnost práce. Chrání pracovníka před odlétajícími třískami, odstřiku chladící kapaliny a zamezuje styku pracovníka s pohybujícími se částmi stroje. Kryty musí být konstrukčně a tvarově řešeny tak, aby splňovaly náročné požadavky ergonomie a průmyslového designu. Krytování musí zároveň splňovat požadavky dle normy ČSN EN ISO 12100-1, ČSN EN ISO 12100-2, ČSN EN 953, ČSN EN 12478. Protože kryty jsou nejen jako ochranné, ale i jako blokace zařízení proti vniknutí do pracovního prostoru za chodu stroje, musí splňovat normu ČSN EN 1088.

V podstatě se krytování stroje rozděluje na kryty vnější a kryty vnitřní.

Vnější kryty (obr.3.16) zajišťují právě ochranu pracovníka před odletujícími třískami a chladící kapalinou. Zároveň bývají opatřeny protihlukovou výplní, která snižuje hlučnost stroje.

Vnitřní krytování zabraňuje styku pohybových mechanismů s pracovním prostorem stroje. Ve většině případů se v poslední době využívá teleskopických krytů např. ochrana vedení a kuličkového šroubu příčníkového suportu při nakládání obrobku a zároveň umožnění pohybu suportu při odpojeném vnějším krytu [8,9].

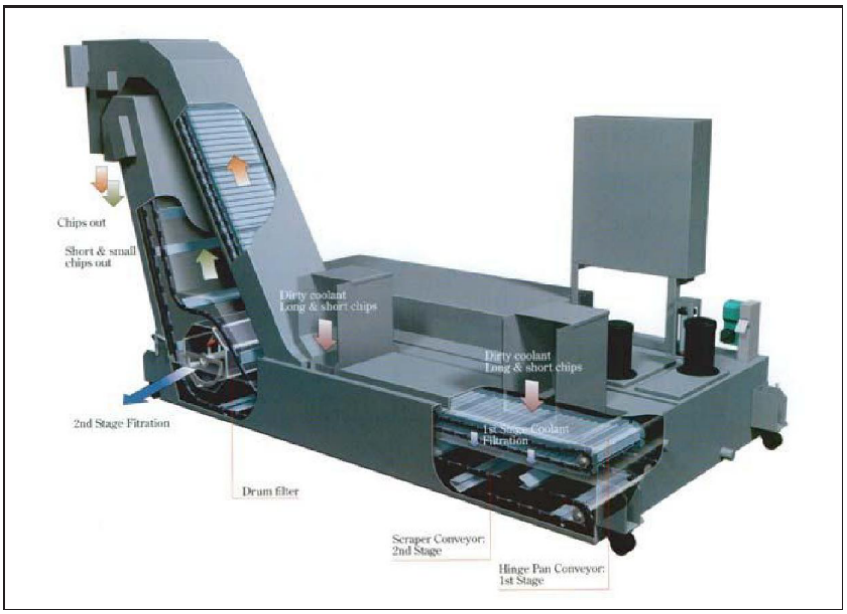


Obr. 3.16 Vnější ochranné kryty [9]

3.9 Odvod třísek

Důležitou funkcí při obrábění je odvod třísek z místa řezu a z celého pracovního prostoru. Odvod třísek musí být rychlý, účinný a z hlediska bezpečnost splňovat i bezpečnost práce. Jedním ze způsobů odvodu třísky je působením gravitace, ale při tomto způsobu musí být zajištěný minimální sklon plochy pod úhlem 50°. Tento způsob je nejjednodušší, ale pokud nelze zajistit konstrukčně nebo z jiných důvodů, existují další možnosti jako například intenzivní splachování a následné odplavování třísek nebo možnost odsáváním při suchém obrábění.

Svislé soustruhy používají nejčastěji k odvodu třísek gravitační síly s následným odvodem na článkovém dopravníku a nebo je článkový dopravník umístěn kolem upínací desky a tím je tříska odváděna do kontejneru [8,9].



Obr. 3.17 Dopravník třísek [9]

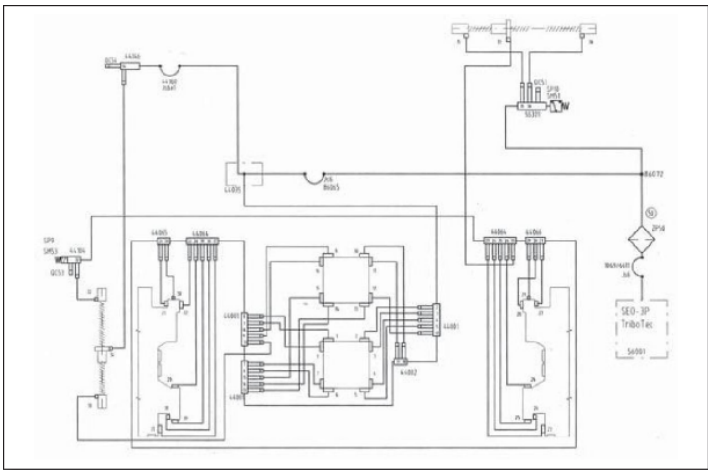
Obr. 3.18 Pásový dopravník třísek u SK16 [13]

3.10 Chlazení a mazaní

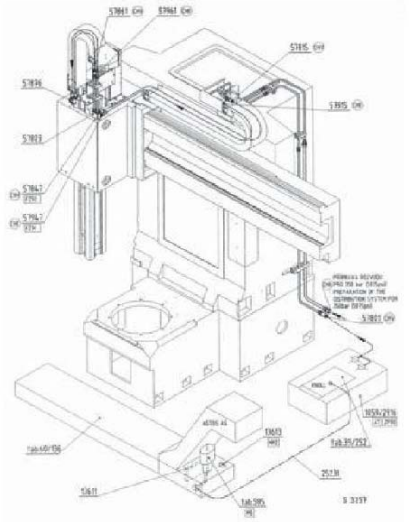
Všechna uložení ve stroji je nutné mazat. Uložení upínací desky a dvoustupňové převodovky mají automatické oběhové mazání (obr.3.19). Správná funkce mazání se zobrazuje na panelu nebo světelnou signalizací. Provozní teplota oleje je zajištěna vzduchovým nebo kompresorovým chladícím zařízením. Ta udržuje teplotu oleje konstantní nebo předem zadanou. V případě výpadku čerpadla nebo poruchy na oběhového systému mazání převodovky a uložení upínací desky je automaticky zablokován program a na panelu je signalizována porucha.

Kluzná místa příčníku, valivá ložiska, kuličkové šrouby a jejich uložení, jsou promazávány v předem určených časových intervalech. Takové mazání se nazývá ztrátové. Ostatní místa mají stálou náplň. U strojů je nepřípustný průsak oleje [7,9].

Chladící kapalina má chladit místo řezu,odplavovat z něj třísky a částečně místo řezu mazat. Má vlastní okruh s čerpadlem (obr.3.20). Chlazením chladící kapaliny na nastavenou hodnotu vzhledem k teplotě okolí přispíváme k teplotní stabilitě a tím i k zvýšené přesnosti stroje [7,9].



Obr. 3.19 Přívod mazacího oleje k funkčním částem OS [9]



Obr. 3.20 Přívod řezné kapaliny k místu řezu [9]

4 NÁVRH PARAMETRŮ SVISLÉHO SOUSTRUHU

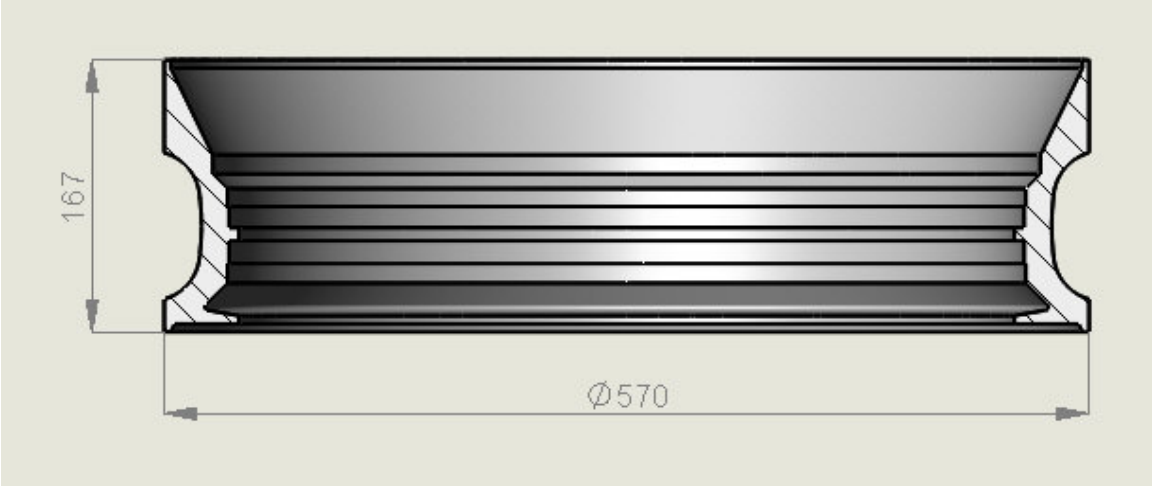
4.1 Návrh součásti

Navrhovaná součást pro určení základních parametrů svislého soustruhu je věnec tažného lana (obr.4.1) vyráběný ve firmě M D Let, s.r.o. Svitávka. Firma se zabývá převážně svařovanými ocelovými konstrukcemi z materiálů nízkolegovaných a z korozivzdorné oceli. Dalším výrobním programem je mechanické opracování velkých dílů v rámci kooperace. Pro tento program jsou ve strojovém parku tyto stroje:

- WHQ(N) vodorovný vyvrtávací stroj, rozjezdy X,Y,Z (5x3x2 m)
- Svislý soustruh SK16, průměr upínací desky 1600 mm
- Hrotový soustruh SN 63, atd.

Další vybavení lze zjistit na internetové stránce firmy M D Let, s.r.o.

Mnoho dílů, které firma vyrábí, a na které nemá stroje jsou vyráběny v kooperacích. Součást na obrázku 4.1 byl vyráběn na svislém soustruhu SK16. Vhodnějším řešením by byl soustruh s otočným průměrem 600 mm nebo malý svislý soustruh jednoúčelový s upínací deskou 600 mm.



Obr. 4.1 Věnec tažného lana [13]

4.1.1 Maximální rozměry obráběné součásti

Rozměr obrobku je dán velikostí upínací desky a světlou výškou nad upínací deskou. Vzhledem k výrobě navrhované součásti jsou rozměry navrhovaného stroje přizpůsobeny. Na svislém soustruhu se předpokládá pouze s technologií soustružení.

<u>Rozměry součásti</u>:

- Průměr součásti 570 mm
- Výška součásti 167 mm
- Hmotnost polotovaru 85 kg
- Materiál 16 220 (15CrNi6) (viz.příloha 1)

4.1.2 Maximální hmotnost obrobku

Maximální hmotnost obrobku je polotovar o rozměrech:

D_{max} = 600 mm

h_{max} = 450 mm

ρ_{ocel} = 7850 kg.m^{-3}

$$M_{\max.obrobku} = \frac{\pi \cdot D^2{}_{\max.}}{4} \cdot h_{\max} \cdot \rho_{ocel} \quad [\text{ kg }] \qquad (4.1.)$$

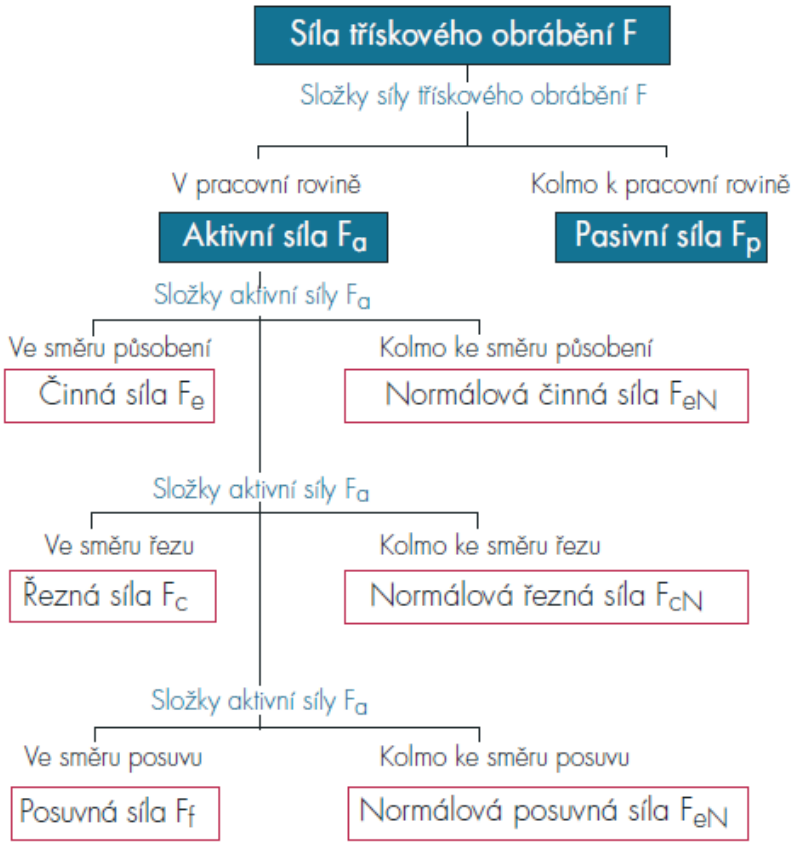
$$M_{\max.obrobku} = \frac{\pi \cdot 0{,}6^2{}_{\max.}}{4} \cdot 0{,}45_{\max} \cdot 7850 = 998{,}9 \text{ kg}$$

Maximální možná hmotnost polotovaru je 998,9 kg a na tuto váhu je nutné dimenzovat uložení upínací desky a správná volba ložiska.

4.2 Výpočet síly třískového obrábění

4.2.1 Volba nástroje pro obrábění

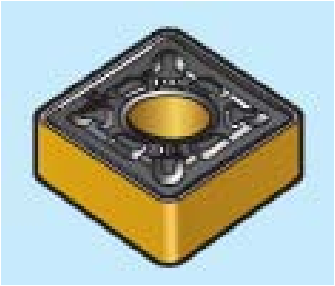
Síla třískového obrábění F_z je součet všech sil působící na obrobek (obr.4.2). Je to součet jednotlivých složek vztažené k pracovní rovině a ke směru řezu a posuvu. Síly jsou brány v určitém bodě ostří.



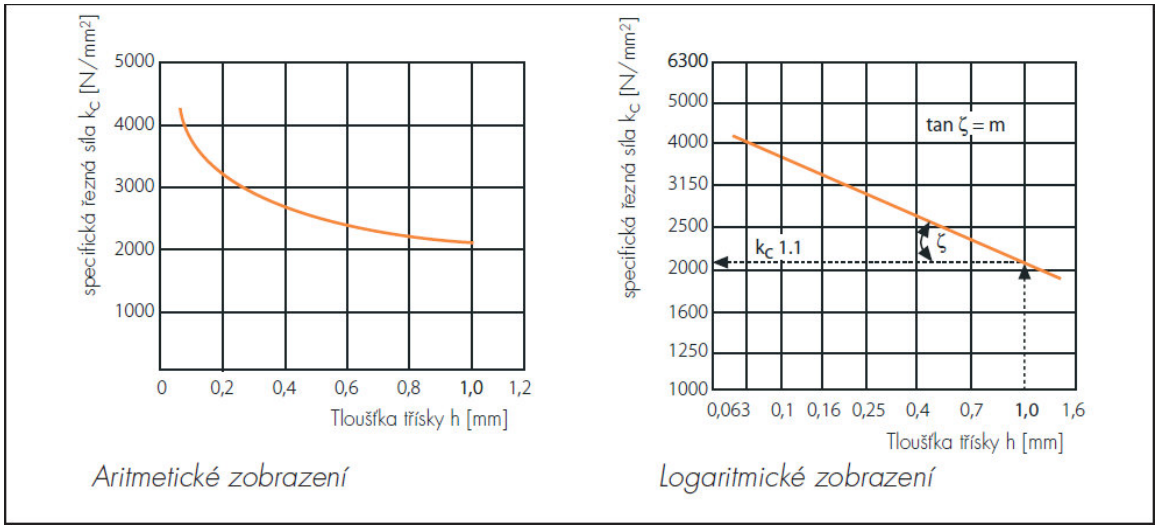
Obr. 4.2 Rozklad síly třískového obrábění [21]

Základní hrubovací operace vnějšího i vnitřního povrchu se budou provádět nástrojem DCLNR 2525M 12 s vyměnitelnou břitovou destičkou s označením Sandvik CMNG 12 04 08-PR (obr.4.3). Základní parametry řezných podmínek [21]:

hloubka řezu	$a_p = 4$ mm	
posuv	$f_n = 0{,}35$ mm.ot^{-1}	
řezná rychlost	$v_c = 325$ m.min^{-1}	
tloušťka třísky	$h_{max.} = 2{,}5$ mm	
specifická řezná síla	$k_{c1.1} = 1380$ N.mm^{-2}	(obr.4.4)
nárůst tangenty úhlu	$m = 0{,}30$	(obr.4.4)
úhel hlavního ostří	$\chi_r = 95°$	



Obr.4.3 Břitová destička Sandvik [21]



Obr. 4.4 Závislost specifické řezné síly kc na tloušťce třísky [21]

4.2.2 Výpočet řezné síly

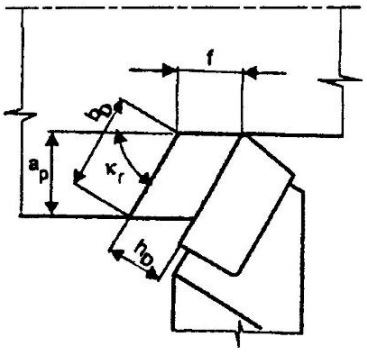
Pro výpočty řezných sil byly zvoleny základní parametry jak obráběné součásti , tak i základní typ obráběcího nástroje. Kontrolní výpočet byl spočítán programem Mechanical Calculator ver.7.0.4

Plocha průřezu třísky (obr. 4.5):

$A = h \cdot b = a_p \cdot f_n = 4 \cdot 0{,}35$ **= 1,4** mm^2 (4.2.)

kde: a_p…… hloubka řezu [mm]

f_n …… posuv [mm]



Obr. 4.5 Průřez třísky [1]

Jmenovitá tloušťka třísky:

$h = f_n \cdot \sin\chi = 0{,}35 \cdot \sin 95° =$ **0,349** mm (4.3.)

kde: f_n…… posuv [mm]

ϰ …… úhel ostří [mm]

Tangenciální řezná síla (obr. 4.7):

$F_z = A \cdot k_{c1.1} \cdot h^{-m} = 1{,}4 \cdot 1380 \cdot 0{,}35^{-0{,}30} =$ **2648,8** N (4.4.)

kde: A…….. průřez třísky [mm^2]

$k_{c1.1}$ ……. specifická řezná síla [N.mm^{-2}] (viz.příloha 2.)

m…… nárůst tangenty úhlu [-]

Otáčky pro D_{max}:

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_{max} \cdot \pi} = \frac{325 \cdot 1000}{600 \cdot \pi} = \mathbf{172{,}4} \quad \text{min}^{-1} \qquad (4.5.)$$

kde: v_c…….. řezná rychlost [$m.min^{-1}$]

D_{max} …… maximální obráběný průměr [mm]

Otáčky pro D_{min}:

$$n = \frac{v_c \cdot 1000}{D_{min} \cdot \pi} = \frac{325 \cdot 1000}{150 \cdot \pi} = \mathbf{689{,}7} \quad \text{min}^{-1} \qquad (4.6.)$$

kde: v_c…….. řezná rychlost [$m.min^{-1}$]

D_{min} …… minimální obráběný průměr [mm]

Výkon motoru:

$$P_{mot} = \frac{v_c \cdot F_z}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta} = \frac{325 \cdot 2648{,}8}{60 \cdot 10^3 \cdot 0{,}96} = \mathbf{14{,}9} \quad \text{kW} \qquad (4.7.)$$

kde: v_c…….. řezná rychlost [$m.min^{-1}$]

F_z ……. tangenciální síla [N]

η …….. účinnost soustavy [%]

Kroutící moment:

$$M_{k_{STOLU}} = \frac{F_z \cdot D_{max}}{2} = \frac{2648{,}8 \cdot 0{,}6}{2} = \mathbf{794{,}6} \quad \text{Nm} \qquad (4.8.)$$

kde: D_{max} …… maximální obráběný průměr [m]

F_z ……. tangenciální síla [N]

4.2.3 Maximální síla a moment na křížové ložisko

Maximální axiální síla:

$$F_{max} = F_z + m_{OBROBKU} \cdot g = 2648{,}8 + 998{,}9 \cdot 9{,}81 = \mathbf{35{,}78} \quad \text{kN} \qquad (4.9)$$

kde: m…….. hmotnost obrobku [kg]

F_z ……. tangenciální síla [N]

g…… tíhové zrychlení [$m.s^{-2}$]

4.2.4 Dynamický poměr

Pro určení kroutícího momentu pohonu na otáčení upínací desky se vychází z hodnot momentu setrvačnosti.

$$J_{celková} = J_{OBROBKU} + J_{UD} + J_{MOT} + J_{OZUB}$$

$$J_{celková} = 44{,}95 + 5{,}13 + 0{,}16 + 0{,}076 = \underline{\mathbf{50{,}316}} \quad \text{kg.m}^2 \qquad (4.10.)$$

<u>Moment setrvačnosti obrobku:</u>

$$J_{OBROBKU} = \frac{D^2}{8} \cdot m = \frac{0{,}6^2}{8} \cdot 998{,}9 = \underline{\mathbf{44{,}95}} \quad \text{kg.m}^2$$

kde: m…….. hmotnost obrobku [kg]

D ……. velký průměr [m]

<u>Moment setrvačnosti upínací desky:</u>

$$J_{UP} = \frac{D^2}{8} \cdot m = \frac{0{,}6^2}{8} \cdot 114 = \underline{\mathbf{5{,}13}} \quad \text{kg.m}^2$$

<u>Moment setrvačnosti ozubeného kola:</u>

$$J_{OZUB} = \frac{D^2}{8} \cdot m = \frac{0{,}345^2}{8} \cdot 10{,}7 = \underline{\mathbf{0{,}16}} \quad \text{kg.m}^2$$

<u>Moment setrvačnosti motoru:</u>

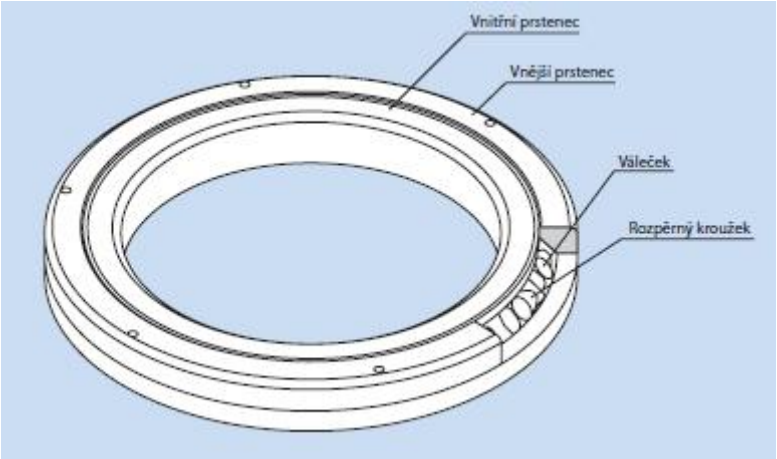
$$J_{MOT} = \underline{\mathbf{0{,}076}} \quad \text{kg.m}^2$$

4.3 Návrh ložiska upínací desky

4.3.1 Volba ložiska [14]

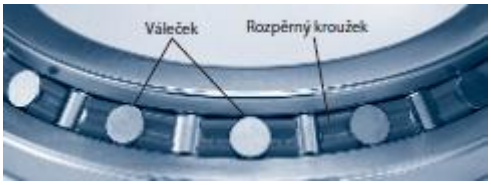
Upínací deska bude uložena na křížovém ložisku typ RE Gross-Roller Ring od firmy THK CO., LTO.

Navrhované ložisko řady RE je typ s děleným vnitřním prstencem k rotaci vnějšího prstence. Model se používá u uložení, kde se vyžaduje přesnost otáčení vnějšího prstence.



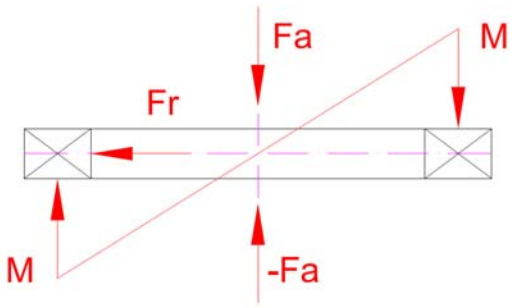
Obr. 4.6 Křížové ložisko typ RB [14]

Křížová ložiska jsou složena z válečků uspořádaných navzájem do kříže a odvalující se v pravoúhle broušené drážce. Tělesa jsou navzájem oddělena rozpěrným kroužkem. Konstrukce ložiska umožňuje zatěžovat ložisko ve všech směrech, a to včetně radiálního a axiálního zatížení, a momentového zatížení.

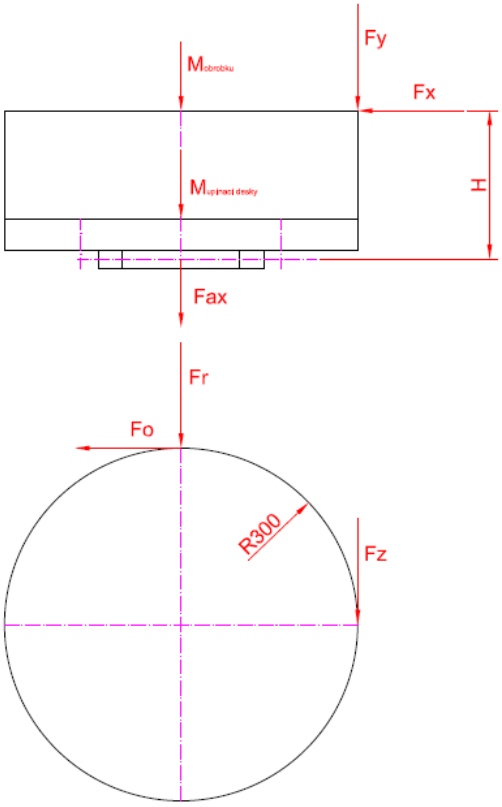


Obr. 4.7 Uspořádání válečků křížového ložiska [14]

Značnou předností křížového uspořádání válečků je zvýšení tuhosti ložiska oproti standardního konvenčního typu.



Obr.4.8 Zatížení ložiska



Obr.4.9 Zatížení ložiska

Parametry zvoleného ložiska (viz. příloha 3):

Označení ložiska ……RE 20030 UU CC0 USP

Rozměry:

Vnitřní průměr (d)……..... 200 mm

Vnější průměr (D)……..... 280 mm

Průměr roztečné kružnice (dp).. 240 mm

Šířka ložiska (B, B_1)……30 mm

4.3.2 Hodinová trvanlivost navrženého ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{P_c}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60} \cdot n_m\right) = \left(\frac{114 \times 10^3}{82{,}98 \times 10^3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60} \cdot 259\right) = \underline{\mathbf{3{,}45x10^7}} \text{ hod}$$

kde: L_h…… hodinová životnost [hod]

C…….základní dynamické jmen. zatížení [N]

Pc……dynamické ekvivalentní radiální zatížení [N]

n_m……střední otáčky ložiska [min^{-1}]

4.3.3 Jmenovitá životnost ložiska:

$$L = \left(\frac{f_T \cdot C}{f_W \cdot Pc} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 = \left(\frac{1 \cdot 114 \times 10^3}{1{,}5 \cdot 82{,}98 \times 10^3} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 = \underline{\mathbf{138446}} \quad \text{ot}$$

Tab. 4.1 Zátěžový koeficient f_W [14]:

Provozní podmínky	fw
Klidný chod bez dynamických rázů	1 až 1,2
Normální pohyb	1,2 až 1,5
Pohyb se silnými rázy	1,5 až 3

kde: L..... jmenovitá životnost [ot]

C.....základní dynamické jmen. zatížení [N]

Pc.....dynamické ekvivalentní radiální zatížení [N]

f_T..... teplotní koeficient

f_W.....zátěžový koeficient

4.3.4 Dynamické ekvivalentní radiální zatížení Pc:

$$Pc = X \cdot \left(Fr + \frac{2M}{dp} \right) + Y \cdot Fa = 1 \cdot \left(662{,}2 + \frac{2 \cdot 794{,}6 \times 10^4}{240} \right) + 0{,}45 \cdot 35{,}78 \times 10^3 = \underline{\mathbf{82{,}98}} \text{ kN}$$

Koeficient X, Y (viz. tabulka 4.2):

$$\frac{F_a}{F_r + 2 \cdot M / dp} \leq 1{,}5$$

Tab. 4.2 Dynamický radiální, axiální koeficient [14]

Klasifikace	X	Y
$\frac{F_a}{F_r + 2M/dp} \leq 1{,}5$	1	0,45
$\frac{F_a}{F_r + 2M/dp} > 1{,}5$	0,67	0,67

kde: Pc.....dynamické ekvivalentní radiální zatížení [N]

F_r.....radiální zatížení [N]

F_a .....axiální zatížení [N]

X..... dynamický radiální koeficient

Y……..dynamický axiální koeficient

dp……průměr roztečné kružnice válečků [mm]

4.3.5 Statický bezpečnostní koeficient (viz. tabulka 4.3) :

$$f_s = \frac{C_O}{P_O} = \frac{200 \times 10^3}{82{,}62 \times 10^3} = \underline{\mathbf{2{,}4}}$$

Tab. 4.3 Statický bezpečnostní koeficient f_s [14]

Podmínky zatížení	Dolní mezní hodnota fs
Normální zatížení	1 až 2
Rázové zatížení	2 až 3

kde: f_s……..statický bezpečnostní koeficient [-]

C_o…….. základní statické jmenovité zatížení [N]

P_o ……statické ekvivalentní radiální zatížení [N]

4.3.6 Statické ekvivalentní radiální zatížení Po:

$$P_O = X_O \cdot \left(F_r + \frac{2M}{dp} \right) + Y_O \cdot F_a = 1 \cdot \left(662{,}2 + \frac{2 \cdot 794{,}6 \times 10^4}{240} \right) + 0{,}44 \cdot 35{,}78 \times 10^3 = \underline{\mathbf{82{,}62}} \text{ kN}$$

kde: Po……statické ekvivalentní radiální zatížení [N]

F_r……radiální zatížení [N]

F_a ……axiální zatížení [N]

M…….moment [Nmm]

X_O……statický radiální koeficient [X_O =1]

Y_O……statický axiální koeficient [Y_O =0,44]

dp……průměr roztečné kružnice válečků [mm]

4.3.7 Povolený statický moment:

$$M_O = C_O \cdot \frac{dp}{2} \times 10^3 = 200 \cdot \frac{240}{2} \times 10^{-3} = \underline{\mathbf{24}} \quad \text{kNm}$$

kde: Mo……povolený statický moment [N]

C_O……..základní statické jmenovité zatížení [kN]

dp……průměr roztečné kružnice válečků [mm]

4.3.8 Povolené statické axiální zatížení:

$$F_{ao} = \frac{C_O}{Y_O} = \frac{200}{0{,}44} = \underline{\mathbf{454{,}5}}$$ kN

kde: Fao…… povolený statické axiální zatížení [kN]

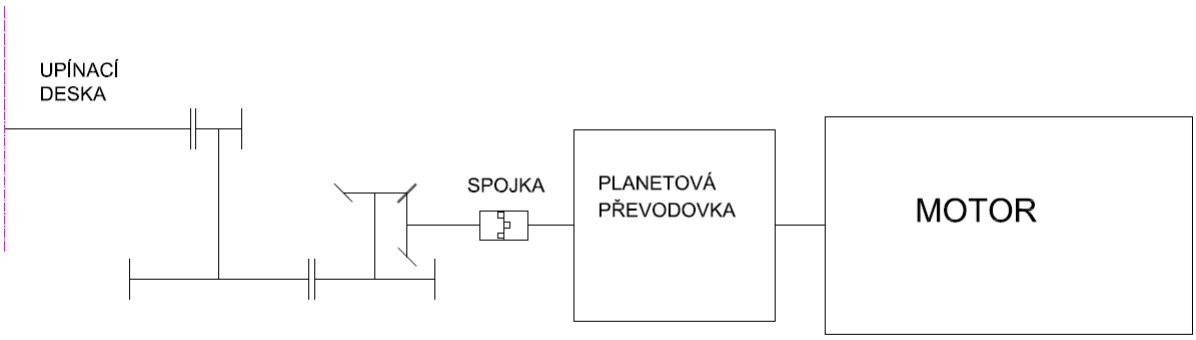
Y_O……statický axiální koeficient [Y_O =0,44]

4.3.9 Přehled výsledků

Tab. 4.4 Tabulka výsledků

1	Hodinová trvanlivost	$3{,}45 \times 10^7$	hodiny
2	Jmenovitá životnost ložiska	138446	otáček
3	Dynamické ekvivalentní radiální zatížení Pc	82,98	kN
4	Statický bezpečnostní koeficient	2,4	
5	Statické ekvivalentní radiální zatížení Po	82,62	kN
6	Povolený statický moment	24	kNm
7	Povolené statické axiální zatížení	454,5	kN

4.4 Zapojení desky s převodovkou a motorem



Obr. 4.10 Schéma rotačního náhonu upínací desky

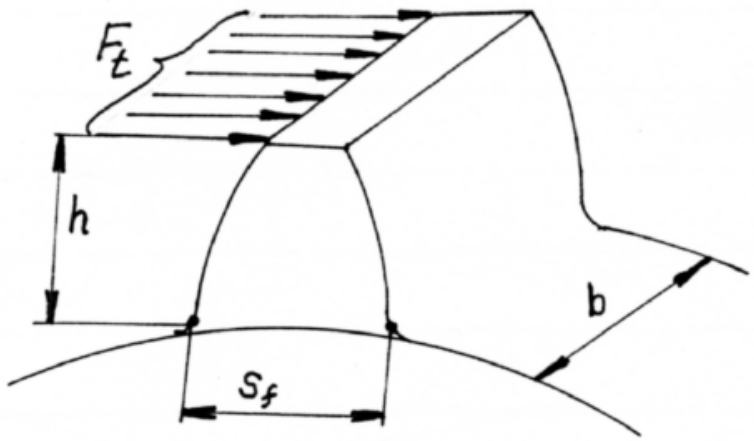
4.4.1 Návrh modulu pro kolo a pastorek podle Bacha **[15]**

Zadané parametry:

P……. přenášený výkon	[W]
c……. snížené dovolené namáhání na ohyb (tab. 4.1)	[Pa]
ψ_m ……..poměrná šířka zubu ψ_m=b/m; volí se 10 ÷ 20	[mm]
z……..počet zubu pastorku	[-]
n……..otáčky kola	[ot.s^{-1}]
m…….modul	[m]

$$m = 0{,}407 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{c \cdot \psi \cdot z \cdot n}} = 0{,}407 \cdot \sqrt[3]{\frac{14{,}9 \times 10^3}{20 \times 10^6 \cdot 20 \cdot 17 \cdot 11{,}50}} = 0{,}0028 \text{ mm} \Rightarrow \underline{\mathbf{3}} \text{ m}$$

Pro výpočet ozubení věnce upínací desky se volí modul 3.



Obr. 4.11 Zatížení zubu podle Bacha

Tab.4.5 Doporučené hodnoty dovoleného namáhání na ohyb [15]

Materiál	Dovolené namáhání σD [MPa]	c [MPa]
šedá litina	30 ÷ 45	2 ÷ 3
ocelolitina	70 ÷ 80	5 ÷ 7
Uhlíková ocel	85 ÷ 110	6 ÷ 8
Slitinová ocel zušlechtěná	160 ÷ 200	10 ÷ 20
Slitinová ocel cementační, kalitelná	250 ÷ 300	15 ÷ 24

<u>Modul ozubeného věnce podle Bacha:</u>

Pevnostní podmínka:

$$M_o = F_t \cdot h \le \frac{1}{6} b \cdot s_f^2 \cdot \sigma_{Do} = 8{,}1 \cdot (2{,}25 \cdot 3) \le \frac{1}{6} \cdot 60 \cdot (1{,}6 \cdot 3)^2 \cdot 250 = \underline{\mathbf{54{,}7 \le 57{,}6}} \quad \text{Nm}$$

$$F_t = \frac{M_t}{r} = 9550 \times 10^3 \cdot \frac{P}{n \cdot r} = 9550 \times 10^3 \cdot \frac{14{,}9}{689{,}7 \cdot (0{,}5 \cdot 3 \cdot 17)} = \underline{\mathbf{8{,}1}} \quad \text{kN}$$

kde: M_t…….. točivý moment [Nm]

P ……. přenášený výkon [kW]

b…… šířka zubu [mm]

s_f ……. tloušťka paty zubu; $s_f \sim 1{,}6m$ [mm]

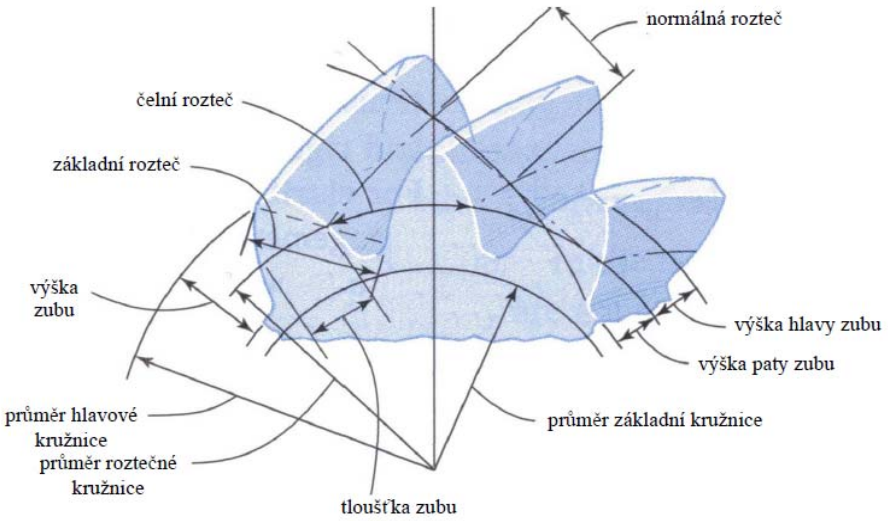
h…… výška zubu; ; h ~2,25m [mm]

r…… poloměr roztečné kružnice 0,5m*z [mm]

n…… otáčky kola [$ot.min^{-1}$]

σ_D …… viz. tabulka (tab.4.5) [MPa]

4.4.2 Návrh ozubeného věnce a pastorku upínací desky



Obr.4.12 Základní názvosloví ozubení [17]

<u>Hlavní rozměry ozubeného věnce:</u>

Modul zubu	m = 3	
Počet zubů	z_2 = 114	
Výška hlavy zubu	$h_a = m =$ **<u>3</u>**	mm
Roztečná kružnice	$d = m \cdot z = 3 \cdot 114 =$ **<u>342</u>**	mm
Základní kružnice	$d_b = d \cdot \cos\alpha = 342 \cdot \cos 20° =$ **<u>321,37</u>**	mm
Hlavová kružnice	$d_a = d + 2 \cdot ha = 342 + 2 \cdot 3 =$ **<u>348</u>**	mm
Patní kružnice	$d_f = d - 2 \cdot h_f = 342 - 1{,}25 \cdot 3 =$ **<u>338,25</u>**	mm
Šířka ozubení	$b = \psi_m \cdot m = 20 \cdot 3 =$ **<u>60</u>**	mm
Výška zubu	$h = 2{,}25 \cdot m = 2{,}25 \cdot 3 =$ **<u>6,7</u>**	mm
Šířka zubové mezery	$S_u = S = \frac{\pi}{2} \cdot m = \frac{\pi}{2} \cdot 3 =$ **<u>4,71</u>**	mm

<u>Hlavní rozměry ozubeného pastorku:</u>

Modul zubu	m = 3	
Počet zubů	z_1 = 17	
Výška hlavy zubu	$h_a = m =$ **<u>3</u>**	mm
Roztečná kružnice	$d = m \cdot z = 3 \cdot 17 =$ **<u>51</u>**	mm
Základní kružnice	$d_b = d \cdot \cos\alpha = 51 \cdot \cos 20° =$ **<u>47,92</u>**	mm

Hlavová kružnice	$d_a = d + 2 \cdot ha = 51 + 2 \cdot 3 =$ **57**	mm
Patní kružnice	$d_f = d - 2 \cdot h_f = 51 - 1{,}25 \cdot 3 =$ **47,25**	mm
Šířka ozubení	$b = \psi_m \cdot m = 20 \cdot 3 =$ **60**	mm
Výška zubu	$h = 2{,}25 \cdot m = 2{,}25 \cdot 3 =$ **6,7**	mm
Šířka zubové mezery	$S_u = S = \frac{\pi}{2} \cdot m = \frac{\pi}{2} \cdot 3 =$ **4,71**	mm

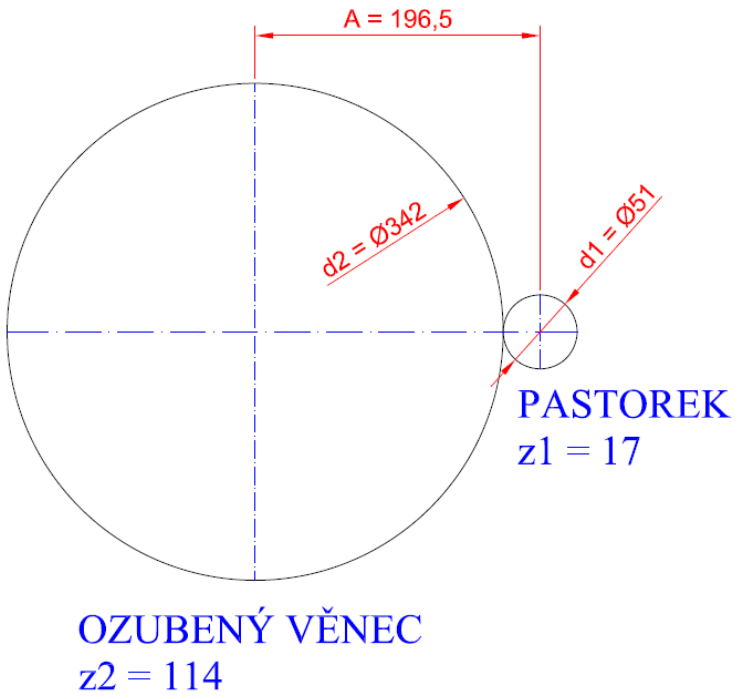
Osová vzdálenost ozubeného věnce a pastorku:

$$A = m \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = 3 \cdot \left(\frac{17 + 114}{2} \right) = \mathbf{196{,}5}$$ mm

Převodový poměr mezi ozubenými koly:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{114}{17} = \mathbf{6{,}7}$$

$i_{1,2} > 1$ - převod do pomala



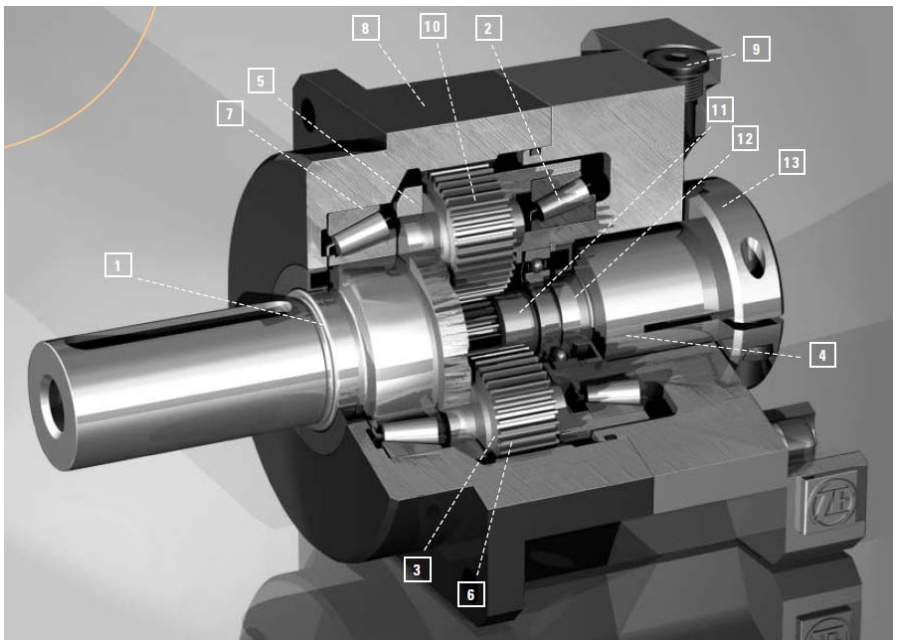
Obr.4.13 Osová vzdálenost ozubených kol

4.4.3 Volba převodovky

Výběr převodovky se volí podle možností výroby, převodů a ceny. Jsou možnosti řešit převody pomocí:

- Převodovky
- Řemenovými převody
- Řetězovými převody

Podle předběžně vypočítaných parametrů je do stroje navrhnutá a namontována planetová převodovka ZF PG 1200/1 (viz.příloha 6).



Obr.4.14 Planetová převodovka [18]

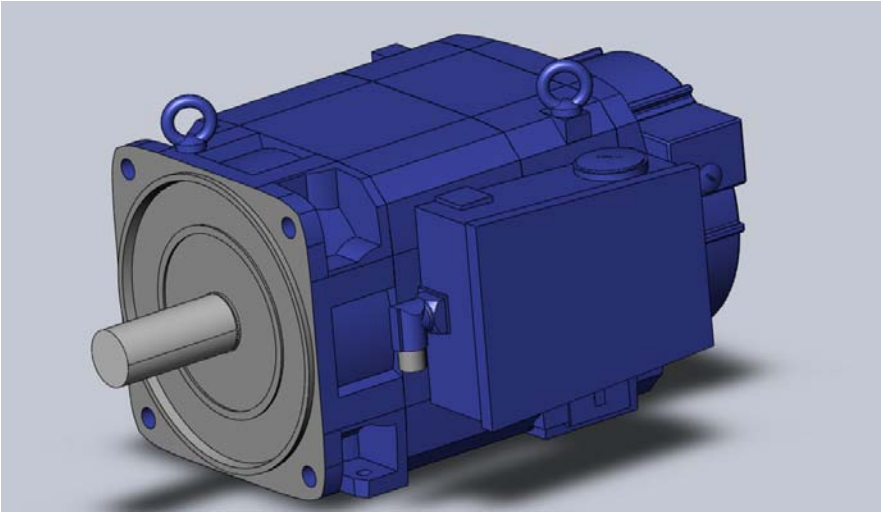
<u>Hlavní parametry převodovky:</u>

Převodový stupeň:	4	
Maximální vstupní rychlost	2500	[rpm]
Nominální výstupní moment	1020	[Nm]
Moment setrvačnosti	24.5	[kg.cm^2]
Účinnost	97	[%]
Hmotnost	27	[kg]

4.4.4 Volba motoru

Výrobce dnešních motorů nabízejí širokou škálu motorů asynchronních či synchronních. Konstruktér má tak možnost vybrat motor, který skutečně splňuje jeho požadavky na výkon a kroutící moment.

Dle parametrů spočítané v této práci je navrhnutý motor Siemens 1PH8 132 s vestavěným enkodérem pro plynulou změnu otáček (viz.příloha 5).



Obr.4.15 Motor Siemens [19]

<u>Hlavní parametry motoru:</u>

Výkon	15	[kW]
Moment na hřídeli	96	[Nm]
Maximální rychlost	8000	[rpm]
Montážní výška	132	[mm]
Průměr hřídele	48	[mm]
Hmotnost	106	[kg]

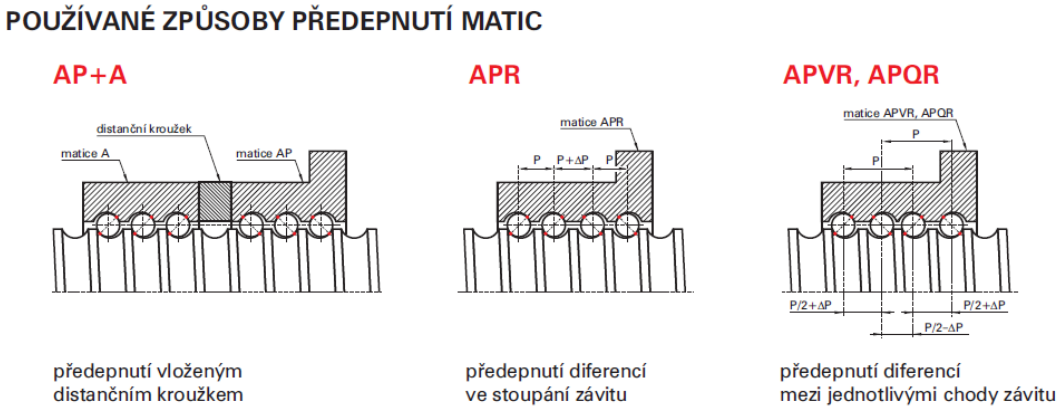
4.5 Návrh posuvné soustavy

4.5.1 Pohyb příčníkového suportu a smýkadla [16]

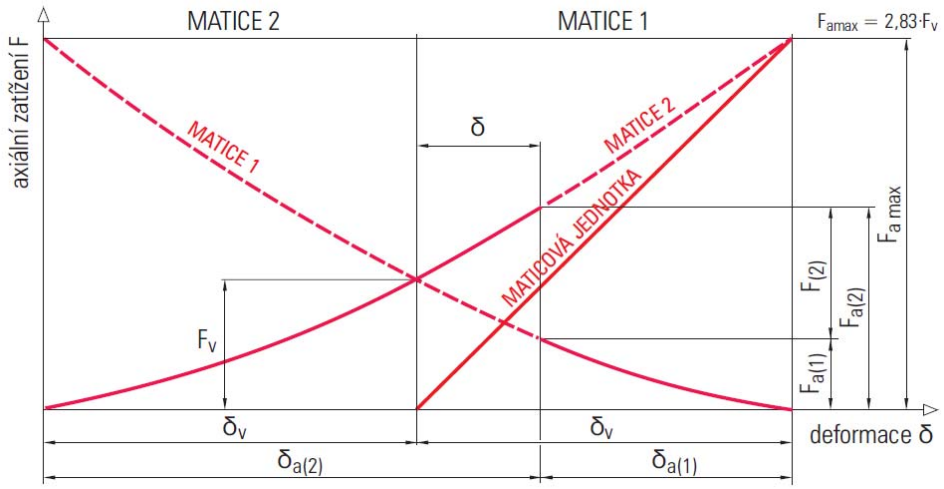
Pohyb příčníkového support je na nových strojích zajištěno pomocí kuličkového šroubu. Případně i u repasovaných strojů se většinou mění zastaralé vodící tyče a trapézové šrouby za vedení s kuličkovými šrouby.

Kuličkové šrouby jsou konstrukčními prvky, které převádějí rotační pohyb na translační. Převod má vysokou účinnost, vyznačuje se značnou tuhostí, přesností a trvanlivostí.

Matice kuličkových šroubů může být zatížena pouze v axiálním směru. U dlouhých šroubů se musí vedení vhodně zajistit proti průhybu hřídele vlastní hmotností. Konce šroubů se vyrábějí dle požadavku zákazníka.



Obr. 4.16 Způsob předepnutí matic [16]



Obr. 4.17 Průběh sil a deformací v předepnuté maticové jednotce [16]

kde: δ…… elastická deformace maticové jednotky

δ_v……..deformace vyvolaná předepnutím F_v

$\delta_{a(1),(2)}$……deformace vyvolaná vnějším zatížením matice 1 nebo 2

F_v…….. předepnutí matic

$F_{(1),(2)}$…….vnější zatížení matice 1 nebo 2

$F_{a(1),(2)}$….. vnitřní síly působící v matici 1 nebo 2

4.5.2 Materiál kuličkových šroubů

Kuličkové šrouby jsou vyráběny z oceli jakosti 14 260 a 14 209. Povrh hřídele v části závitu a matice jsou zakaleny na tvrdost 60±2 HRC. Nezakalené části a jádro hřídele mají minimální pevnost $R_m$min = 600 MPa.

Kuličkové šrouby jsou vyráběny několika třídách přesnosti (tab.4.6), úchylky stoupání splňují příslušnou normu ISO 3408 a DIN 69051.

Tab.4.6 Třídy přesnosti KŠ [16]

	BROUŠENÝ ZÁVIT			VÁLCOVANÝ ZÁVIT	
	IT 1	IT 3	IT 5	T 5	T 7
ÚCHYLKA STOUPÁNÍ NA DÉLCE ZÁVITU 300 mm [mm]	0,006	0,012	0,023	0,023	0,052

4.5.3 Návrh parametrů KŠ

Pro posuvy příčníkového supportu a smýkadla na svislém soustruhu je navrhnuto použití kuličkových šroubů typ:

Posuv příčníkového supportu K20x3-4/APA+A-3 (viz. příloha 4)

Posuv suportu K16x3-4/APA+A-3 (viz. příloha 4)

<u>Mazání kuličkových šroubů:</u>

Tukové mazání dle doporučení výrobce stupně 2 DIN 51825. Nutná je doplňování maziva podle pokynů výrobce. Tuky s odlišnými vlastnostmi se nesmí během provozu míchat.

- Klueber Isoflex NBU 15
- OPTIMOL OPTIITEMP TT1

<u>Maximální otáčky KŠ:</u>

KŠ K20x3 - Externí převod $n_{max} = \frac{50000}{d_0} = \frac{50000}{20} = \underline{\mathbf{2500}}$ ot.min^{-1}

KŠ K16x3 - Externí převod $n_{max} = \frac{50000}{d_0} = \frac{50000}{16} = \underline{\mathbf{3125}}$ ot.min^{-1}

4.5.4 Stanovení maximálních otáček hřídele KŠ

Kuličkový šroub K20x3-4/APA+A-3 :

$n_{max} = 0{,}8 \cdot n_{kr} = 0{,}8 \cdot 2202{,}1 =$ **1761,7** ot.min^{-1}

$$n_{kr} = \frac{1 \times 10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{L_8^{\ 2}} = \frac{1 \times 10^7 \cdot 10 \cdot 20}{953^2} = \mathbf{2202{,}1}$$ ot.min^{-1}

Kuličkový šroub K16x3-4/APA+A-3 :

$n_{max} = 0{,}8 \cdot n_{kr} = 0{,}8 \cdot 4707{,}4 =$ **3765,9** ot.min^{-1}

$$n_{kr} = \frac{1 \times 10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{L_8^{\ 2}} = \frac{1 \times 10^7 \cdot 10 \cdot 16}{583^2} = \mathbf{4707{,}4}$$ ot.min^{-1}

kde: n_{max}……maximální otáčky hřídele KŠ [ot.min^{-1}]

n_{kr}……kritické otáčky dané mat. vlastnostmi [ot.min^{-1}]

d_0…… jmenovitý průměr KŠ [mm]

L_8…….. vzdálenost uložení hřídele [mm]

f_n……..... součinitel uložení hřídele (obr.4.13) [-]

4.5.5 Maximální axiální zatížení vzhledem ke vzpěru tuhosti hřídele KŠ

Kuličkový šroub K20x3-4/APA+A-3 :

$F_{(a)max} = 0{,}33 \cdot Q_{kr} = 0{,}33 \cdot 2731{,}2 =$ **901,3** N

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^{\ 4}}{f_v \cdot L_8^{\ 2}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 20^4}{1 \cdot 953^2} = \mathbf{2731{,}2}$$ N

Kuličkový šroub K16x3-4/APA+A-3 :

$F_{(a)max} = 0{,}33 \cdot Q_{kr} = 0{,}33 \cdot 2989{,}3 =$ **986,5** N

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^{\ 4}}{f_v \cdot L_8^{\ 2}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 16^4}{1 \cdot 583^2} = \mathbf{2989{,}3}$$ N

kde: Q_{kr}……..kritická zatěžující axiální síla od mat. vlastností [N]

d_0…… jmenovitý průměr KŠ [mm]

$F_{(a)max}$…….maximální axiální zatížení [N]

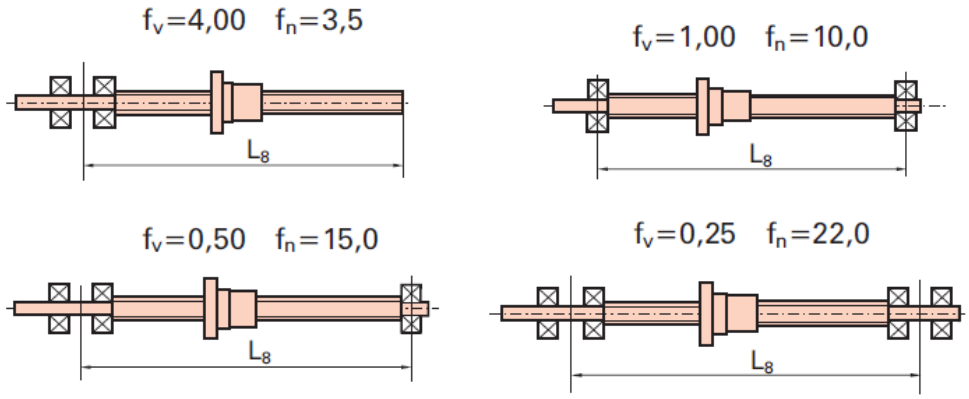
L_8…….. vzdálenost uložení hřídele [mm]

f_v……..... součinitel uložení hřídele (obr.4.13) [-]

Maximální dovolené axiální zatížení hřídele KŠ je:

Kuličkový šroub K20x3-4/APA+A-3 **901,3** N

Kuličkový šroub K16x3-4/APA+A-3 **986,5** N



Obr. 4.18 Stanovení součinitelů f_v a f_n [16]

4.5.6 Výpočet ekvivalentních otáček a zatížení

Základní dynamická únosnost C_a (viz. příloha 4):

Kuličkový šroub K20x3-4/APA+A-3	C_a = 7000	N
Kuličkový šroub K16x3-4/APA+A-3	C_a = 6300	N
Předepnutí	F_v = 0,1x C_a	N

Spektrum zatěžujících sil:

F_{11} = 3000 N	n_1 = 15 min^{-1}	q_1 = 40 %
F_{12} = 2000 N	n_2 = 60 min^{-1}	q_2 = 30 %
F_{13} = 500 N	n_3 = 500 min^{-1}	q_3 = 30 %

Střední otáčky:

$$n_m = \frac{q_1}{100}\cdot n_1 + \frac{q_2}{100}\cdot n_2 + \frac{q_3}{100}\cdot n_3 = \frac{40}{100}\cdot 15 + \frac{30}{100}\cdot 60 + \frac{30}{100}\cdot 500 = \mathbf{174}\ min^{-1}$$

Vnitřní axiální zatížení na matici 1:

$F_{a(1)1} = F_{11}$ = 3000 N ($F_{11} > 2{,}83 \times F_v$)

$$F_{a(1)2} = F_v \cdot \left(1 + \frac{F_{12}}{2{,}83\cdot F_v}\right)^{3/2} = 700\cdot\left(1+\frac{2000}{2{,}83\cdot 700}\right)^{3/2} = 784\ \text{N}$$

$$F_{a(1)3} = F_v \cdot \left(1 + \frac{F_{13}}{2{,}83\cdot F_v}\right)^{3/2} = 700\cdot\left(1+\frac{500}{2{,}83\cdot 700}\right)^{3/2} = 720{,}7\ \text{N}$$

Vnitřní axiální zatížení na matici 2:

$F_{a(2)1}$ = 0 N Dochází k odlehnutí kuliček

$$F_{a(2)2} = F_v \cdot \left(1 + \frac{F_{22}}{2{,}83 \cdot F_v}\right)^{3/2} = 700 \cdot \left(1 + \frac{-2000}{2{,}83 \cdot 700}\right)^{3/2} = 619{,}2 \text{ N}$$

$$F_{a(2)3} = F_v \cdot \left(1 + \frac{F_{23}}{2{,}83 \cdot F_v}\right)^{3/2} = 700 \cdot \left(1 + \frac{-500}{2{,}83 \cdot 700}\right)^{3/2} = 679{,}5 \text{ N}$$

Střední zatížení na matici 1:

$$F_{ma(1)} = \sqrt[3]{F_{a(1)1}{}^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + F_{a(1)2}{}^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + F_{a(1)3}{}^3 \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100}} = \mathbf{1092{,}4} \text{ N}$$

Střední zatížení na matici 2:

$$F_{ma(2)} = \sqrt[3]{F_{a(2)1}{}^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + F_{a(2)2}{}^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + F_{a(2)3}{}^3 \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100}} = \mathbf{665{,}7} \text{ N}$$

4.5.7 Stanovení trvanlivosti kuličkového šroubu

Trvanlivost ve směru 1:

$$L_1 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_{ma(1)}}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{7000 \cdot 1{,}25}{1092{,}4}\right)^3 \times 10^6 = 513{,}9 \text{ x}10^6 \text{ otáček}$$

$$L_{h1} = \frac{L_1}{n_m \cdot 60} = \frac{513{,}9 \times 10^6}{174 \cdot 60} = 49\,224 \text{ hodin}$$

kde: F_{ma}.....střední vnitřní síla [N]

f_m.....koeficient vlivu jakosti [f_m=1,25]

C_a.....dynamická axiální únosnost [N]

Trvanlivost ve směru 2:

$$L_2 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_{ma(2)}}\right)^3 \times 10^6 = \left(\frac{7000 \cdot 1{,}25}{665{,}7}\right)^3 \times 10^6 = 2270{,}8 \text{ x}10^6 \text{ otáček}$$

$$L_{h2} = \frac{L_2}{n_m \cdot 60} = \frac{2270{,}8 \times 10^6}{174 \cdot 60} = 217\,509 \text{ hodin}$$

Výsledná trvanlivost:

$$L_{1,2} = \left(L_{(1)}^{-\frac{10}{9}} + L_{(2)}^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} = \left[\left(513{,}9 \times 10^6\right)^{-\frac{10}{9}} + \left(2270{,}8 \times 10^6\right)^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} =$$

$L_{1,2} =$ **4,39x10^8** otáček

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} = \frac{4{,}36 \times 10^8}{174 \cdot 60} = \mathbf{41\ 762} \text{ hodin}$$

Korekce trvanlivosti s ohledem na požadovanou spolehlivost (tab. 4.7)

Tab. 4.7 faktor spolehlivosti f_{a1}

SPOLEHLIVOST [%]	f_{a1}
90	1,00
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Volbou faktoru se určí hodinová spolehlivost kuličkového šroubu. S vyšším procentem spolehlivosti klesá počet hodin, po kterou má šroub spolehlivost.

Zvolený faktor spolehlivosti pro daný výpočet je f_{a1} = 1, pak:

$L_{ha} = L_h \cdot f_{a1} = 41762 \cdot 1 =$ **41 762 hodin**

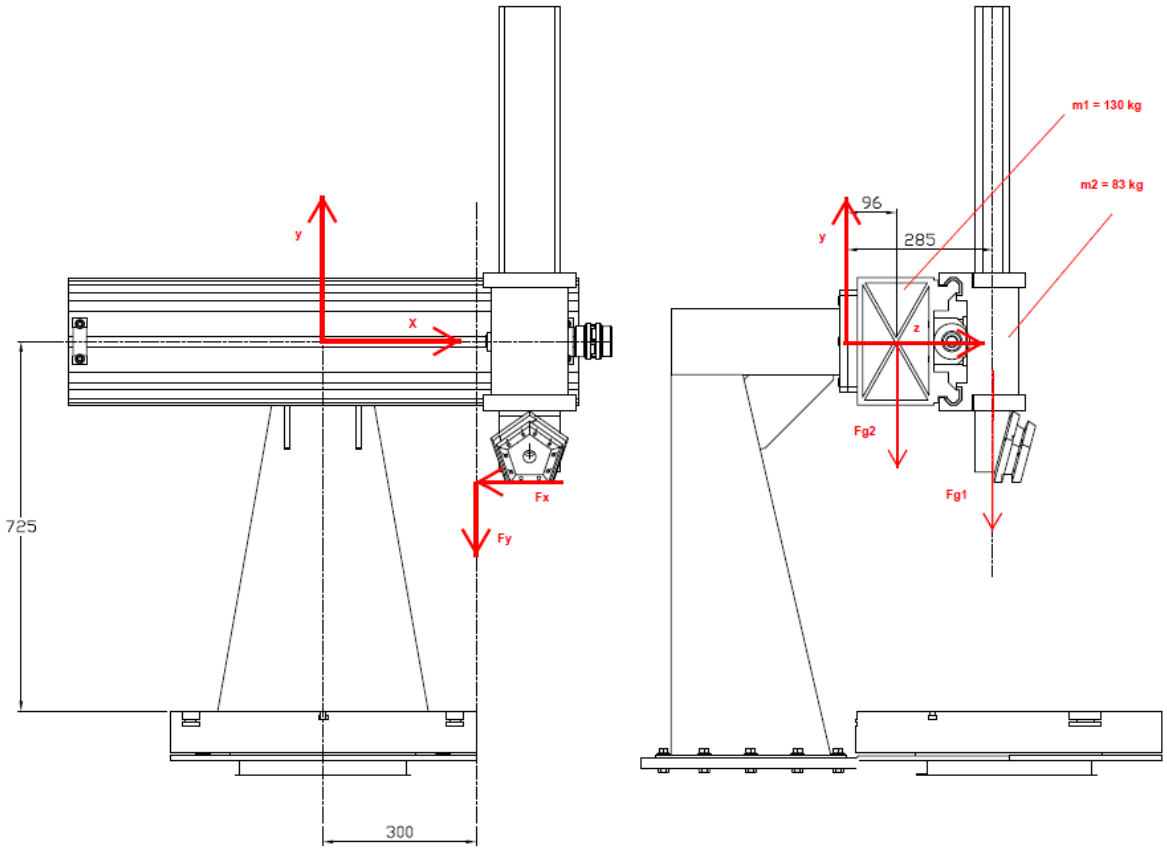
Výsledná trvanlivost KŠ - K20x3-4/APA+A-3 je s 90% spolehlivostí 41 762 hodin.

Stejný propočet kuličkového šroubu by se provedl u vedení smýkadla svislého soustruhu.

5 KONTROLA ZATÍŽENÍ STOJANU V MKP

U návrhu svařovaného stojanu svislého soustruhu se bude kontrolovat zatížení a deformace metodou konečných prvků. Pokud budou výsledky nevyhovující, musí se návrh stojanu upravit a výpočet opakovat. Teprve až jsou výsledky deformací v požadované normě, může se říct, že konstrukce stojanu je vyhovující. Materiál svařence je jakosti S 355J2+N. Předběžné výpočty ukazují, že podmínka vysoké tuhosti konstrukce stojanu zajišťuje i nízké napětí v materiálu.

Zatíženi na simulaci výpočtu bude dle obrázku (obr.5.1). Vetknutí stojanu je v místě spojení s rámem. Stojan je uvnitř žebrovaný a zatížení bude ke středu upínací desky s příčníkem. Tam je zaveden souřadný systém.



Obr.5.1 Zatížení stojanu

Síla v osách x, y, z:

$$\sum F_x = F_x = \underline{\mathbf{1334}} \quad \text{N}$$

$$\sum F_y = F_x - Fg1 - Fg2 = 662{,}2 - (9{,}81 \cdot 130) - (9{,}81 \cdot 83) = \underline{\mathbf{-1427{,}3}} \quad \text{N}$$

$$\sum F_z = F_z = \underline{\mathbf{2648{,}8}} \quad \text{N}$$

Momenty k osám x, y, z:

$$\sum M_x = Fg1 \cdot 0{,}258 + Fg2 \cdot 0{,}096 - F_y \cdot 0{,}295 + F_z \cdot 0{,}725 = \underline{\mathbf{2166{,}7}} \quad \text{Nm}$$

$$\sum M_y = F_x \cdot 0{,}295 + F_z \cdot 0{,}300 = \underline{\mathbf{1185{,}3}} \quad \text{Nm}$$

$$\sum M_z = Fg1 \cdot 0{,}300 - F_y \cdot 0{,}300 - F_x \cdot 0{,}725 = \underline{\mathbf{1144{,}1}} \quad \text{Nm}$$

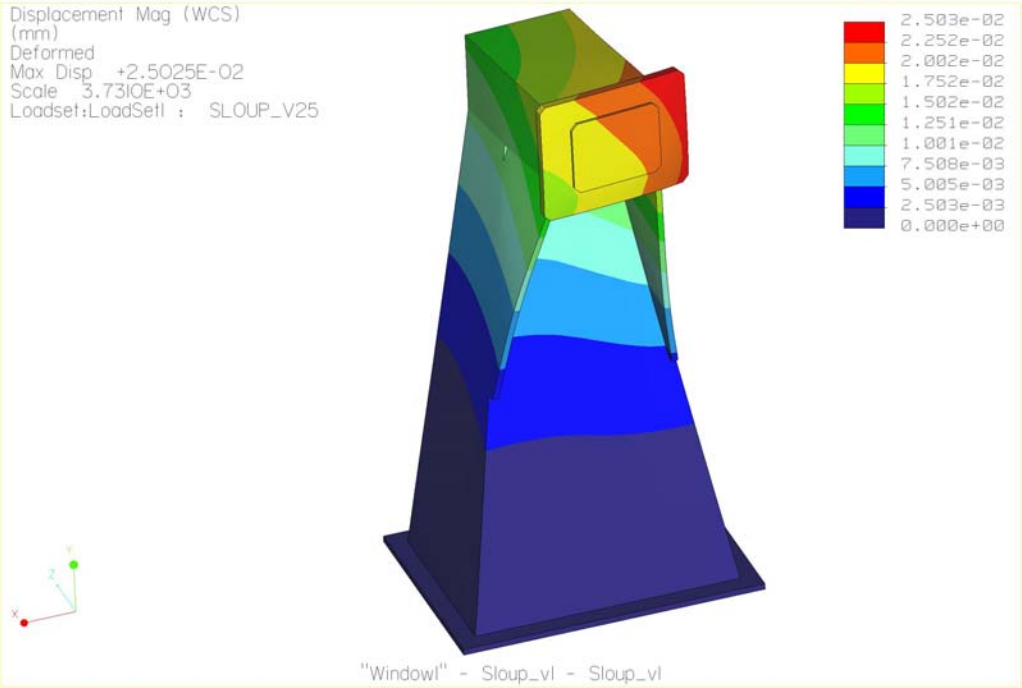
5.1 Návrh varianty č.1

Zadání:

Tloušťka plechu pláště t = 10 mm

Tloušťka plechu výztuh t = 8 mm

MKP analýza:



Obr.5.2 Deformace stojanu návrh č.1

Posunutí (celková deformace sloupu) v bodech přípojné desky je zhruba 0,02 mm (viz. barevná škála legendy na obrázku č.1). Při dokonalé tuhosti příčníku a smýkadla by posunutí špičky nástroje činilo zhruba 0,045mm. Při započítání pružných deformací v zatíženém příčníku a smýkadle, a při započítání výrobních nepřesností, lze předpokládat přesnost stroje řádově v desetinách milimetru. (Pozn.: Výpočet je proveden pro hrubovací operace).

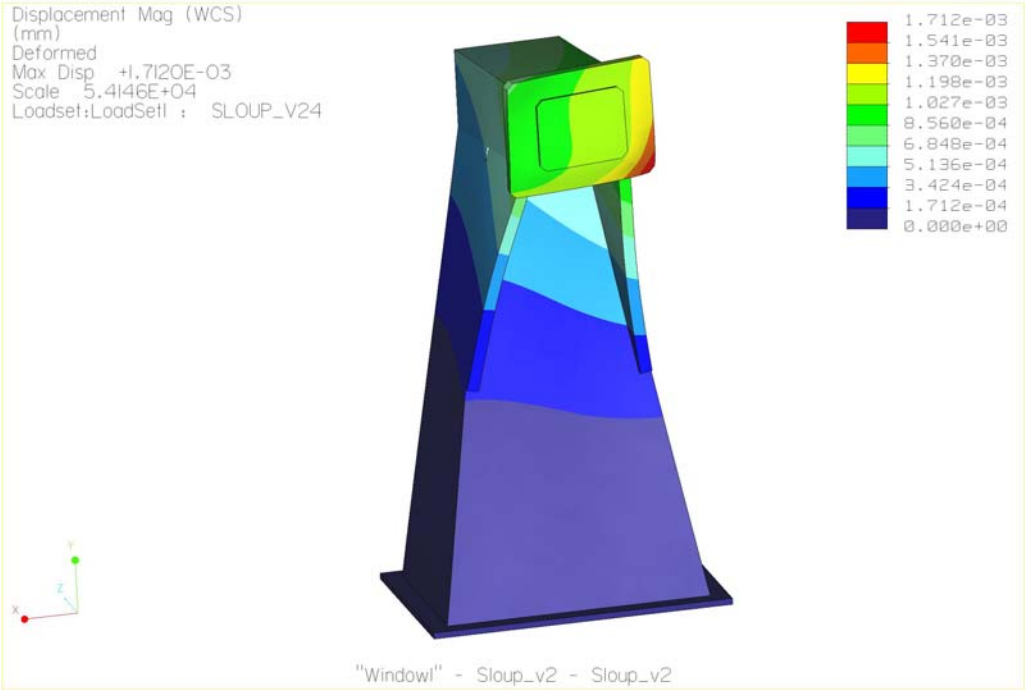
5.2 Návrh varianty č.2

Zadání:

Tloušťka plechu pláště t = 20 mm

Tloušťka plechu výztuh t = 10 mm

MKP analýza:



Obr.5.3 Deformace stojanu návrh č.2

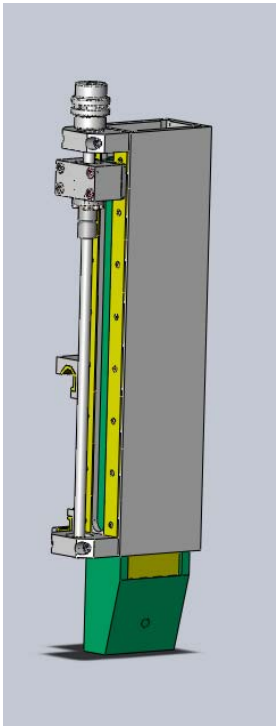
Posunutí (celková deformace sloupu) v bodech přípojné desky je zhruba 0,001mm (viz. barevná škála legendy na obrázku 5.3). Při dokonalé tuhosti příčníku a smýkadla by posunutí špičky nástroje činilo zhruba 0,003 mm. Při započítání pružných deformací v zatíženém příčníku a smýkadle, a při započítání výrobních nepřesností, lze předpokládat přesnost stroje řádově v setinách milimetru při hrubovacích operacích.

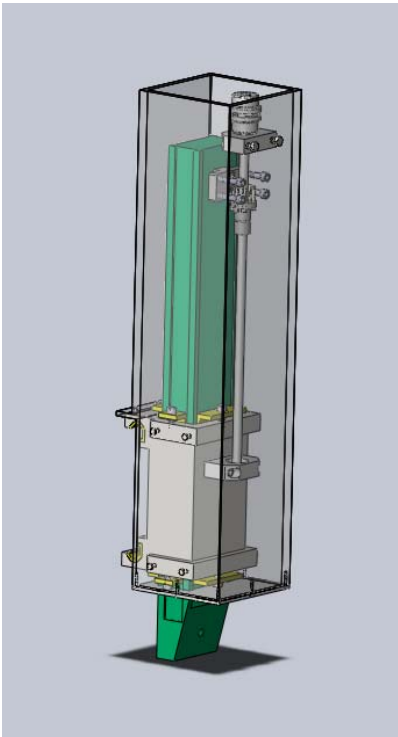
6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Konstrukce svislého karuselu je navržena na konkrétní typ obrobku v konkrétní firmě. Stroj je určen pro jednu operaci a je zamýšlen jako jednoúčelový. Jedná se ovšem o prototyp a nelze proto přesně stanovit jeho technické a ekonomické výhody.

Pokud by se stroj vyrobil pouze jako jeden kus a v praxi se odladil, je výhodnější volit variantu svařované konstrukce. Konstrukce by byla oproti odlitku lehčí a případné další úpravy by bylo možné řešit za provozu např. navaření konzol pro snímače. Nevýhodou konstrukce je vnášení pnutí vlivem svařování. Pnutí by se mělo následně odstranit žíháním. Konstrukci je nutné hodně vyžebrovat , aby dosáhla požadované tuhosti. Tuto konstrukci lze vyrobit v rámci firmy ve vlastní režii, pouze za cenu materiálu, kooperačních dílů a elektroniky.

Opakem by byla sériová výroba, kde by ekonomicky výhodněji vycházela konstrukce jako odlitek. Předcházela by jí výroba jednotlivých modelů, jejichž cena je vysoká, ale s počtem vyrobených strojů se jejich cena kompenzuje. Konstrukce z odlitku je těžší než konstrukce svařovaná, ale má lepší tlumící a tepelné vlastnosti. Nevýhodou je nemožná změna tvaru, popřípadě doplnění prvků sestav, protože by se musel měnit daný model. Proto do sériové výroby patří již odladěné části stroje.





Obr.6.1 Změny na smýkadle v průběhu navrhování konstrukce

ZÁVĚR

Dnešní moderní konstrukce nebo retrofiting (konstrukce oprav výrobních strojů) obráběcích strojů je na vysoké úrovni.

V této práci je popsána konstrukce jednoúčelového svislého soustruhu ze svařovaných a montovaných komponentů. Soustruh je zkonstruován na jeden typ obrobku, ale lze samozřejmě použít i na obrobky, které mají parametry vyhovující pro obrábění na tomto typu stroje.

V první části práce je všeobecně popsaná technologie soustružení. Jsou zde popsány působící síly od břitové destičky při soustružení, tvary nožů a rozdělení soustruhů.

Druhá část práce se zaměřuje na rozbor svislých soustruhů. Jsou zde popsány jednotlivé části stroje a možnosti jejich provedení. Patří sem například rám stroje, stojanu, upínací deska, smýkadlo atd.

Třetí a čtvrtá část je zaměřena na samotný návrh svislého soustruhu. Po navržení velikosti a tvaru obrobku, a zvolení břitové destičky, byly spočítány základní parametry soustružení a síly od břitové destičky. Výsledky jsou použitý v dalším postupu. Postupně byly navrženy jednotlivé rozměry dílů prototypu svislého soustruhu. Byly provedeny základní výpočty důležité k navržení stroje.

- Základní výpočet křížového ložiska
- Návrh rotačního pohonu upínací desky
- Návrh posuvu příčníkového suportu kuličkovým šroubem
- Návrh posuvu smýkadla kuličkovým šroubem

Jednotlivé prvky svislého soustruhu jsou zpracovány ve 3D modelu a sestaveny do kompletní sestavy svařence.

<u>Diskuze:</u>

Během zpracování tohoto tématu vyplynula řada konstrukčních problémů, které bylo nutno operativně řešit. V průběhu vytváření modelu svislého soustruhu se objevovaly nové skutečnosti a modely musely být několikrát přepracovány. Samotné navržení a konstrukce svislého soustruhu vyžaduje velké teoretické, ale hlavně praktické zkušenosti.

Při zvažování samotné výroby by bylo nutno zohlednit:

- Ekonomičnost výroby jednotlivých dílů nebo celého stroje
- Úroveň řídící a ovládací elektroniky
- Detailnější analýza jednotlivých dílů a jejich odladění

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] KOCMAN, Karel, PROKOP, Jaroslav. Technologie obrábění. 2. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2005. 270 s. ISBN 80-214-3068-0.

[2] MÁDL, Jan; BARCAL, Jaroslav. *Základy technologie II*. Praha : Nakladatelství ČVUT, Thákurova 1, Praha 6, 2005. 55 s. ISBN 80-01-02610-8.

[3] HUMÁR, A. Technologie obrábění - 1.část : Studijní opory pro magisterskou formu studia. 2003. 138 s. Dostupný z WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/>.

[4] Soustruh. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, , last modified on 27.12.2010 [cit. 2011-02-15]. Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/Soustruh>.

[5] *MM Průmyslové spektrum* [online]. 11.4.2001 [cit. 2011-02-16]. Svislá soustružnická obráběcí centra. Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/svisla-soustruznicka-obrabeci-centra>.

[6] Cena redakce MM: Powerturn 1600 C-M. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 19.11.2008 , 2008, 11, [cit. 2011-02-16]. Dostupný z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/cena-redakce-mm-powerturn-1600-c-m>.

[7] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992, 216 s. ISBN 80-214-0470-1

[8] Katalog ČKD Blansko Holding, a.s.. *Výrobní program* [online]. 2010, č.1, [cit. 2011-02-28]. Dostupný z WWW: <http://www.ckd-blansko.cz/download/Katalog_CKD_Blansko.pdf>.

[9] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích, speciál MM Průmyslové spektrum*. 1. vyd. Praha: MM publishing, s.r.o., 2006, 284 s. ISSN 1212-2572

[10] Katalog Toshulin, a.s.: *Výrobní program*, 28. 2. 2011 [cit. 2011-02-28]. Dostupné z: < http://www.toshulin.cz/>.

[11] MAREK, Jiří . Materiál pro nosnou soustavu CNC obráběcího stroje. *Vývoj obráběcích strojů* [online]. 19.1.2011, č.1, [cit. 2011-02-28]. Dostupný z WWW: <http://www.cnckonstrukce.cz/data/files/v-1-prispevek.pdf>.

[12] BRYCHTA, Josef. *Výrobní stroje obráběcí*. Vyd. 2. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. 147 s. ISBN 978-80-248-1893-1.

[13] *M D Let, s.r.o.* [online]. 2008 [cit. 2011-03-13]. Technologické vybavení. Dostupné z WWW: <http://www.mdlet.cz/cs/c/md-let/md-let.htm>.

[14] *THK CO.,LTD.* [online]. 2006 [cit. 2011-09-18]. Křížové ložisko. Dostupné z WWW: <http://www.thk.com/cz/products/class/crossroller_r/index.html>.

[15] PROF. ING. DR. BOLEK, Alfred, et al. *Části strojů*. Vydání páté, přepracované. Praha : Nakladatelství technické literatury, n.p., 1990. 712 s. ISBN 80-03-00426-8.

[16] *KSK Kuřim* [online]. 1.1.2001 [cit. 2011-09-20]. Kuličkové šrouby Kuřim, a.s. Dostupné z WWW: <http://www.ks-kurim.cz/vyrobni-program/kulickove-srouby/>.

[17] HLUCHÝ, Miroslav, et al. *Strojírenská technologie 2*. Scientia : [s.n.], 2001. 319 s. ISBN 80-7183-244-8.

[18] *ZF Maschinenantriebe* [online]. 2011 [cit. 2011-10-04]. Planetary servo-gearboxes. Dostupné z WWW: <http://www.directindustry.com/prod/zf-maschinenantriebe/planetary-servo-gearboxes-16154-35920.html>.

[19] *Siemens Industry Automation & Drive Technologies* [online]. 2011 [cit. 2011-10-04]. Dostupné z WWW: <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=ea0f46d792&ctxp=home>.

[20] *Hennlich* [online]. 2011 [cit. 2011-10-04]. Dostupné z WWW: <http://www.hennlich.cz/>.

[21] *Hoffmann Group : GARANT* [online]. 2011 [cit. 2011-10-05]. Dostupné z WWW: <http://www.hoffmann-group.com/de/handelskompetenz/garant.html>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka/Symbol	Jednotka	Popis
v_c	$m.min^{-1}$	řezná rychlost
v_f	$m.min^{-1}$	rychlost posuvu
Q_e	J	tepelná bilance
S_p	$N.\mu m^{-1}$	tuhost posunutí
F	N	síla
s	µm	deformace posunutí
S_k	$N.mm.rad^{-1}$	tuhost v natočení
M	N.mm	moment síly
φ	rad^{-1}	deformace natočení
D_{max}	mm	maximální průměr obrobku
h_{max}	mm	maximální výška
ρ	$kg.m^{-3}$	hustota oceli
m	kg	hmotnost
a_p	mm	hloubka řezu
f_n	$mm.ot^{-1}$	posuv
$k_{c1.1}$	$N.mm^{-2}$	specifická řezná síla
$\varkappa_r$	°	úhel hlavního ostří
F_x	N	řezná síla v ose x
F_y	N	řezná síla v ose y
F_z	N	řezná síla v ose z (tangenciální)
n	min^{-1}	otáčky
P_{mot}	kW	výkon motoru
η	%	účinnost
g	$m.s^{-2}$	tíhové zrychlení
J	$kg.m^2$	moment setrvačnosti
L_h	hod	hodinová trvanlivost
L	ot	jmenovitá životnost
C	N	dynamické jmenovité zatížení
Pc	N	dynamické ekv.radiální zatížení
f_T	-	teplotní koeficient
f_W	-	zátěžový koeficient
X	-	dynamický radiální koeficient
Y	-	dynamický axiální koeficient
dp	mm	průměr rozteč. kružnice válečků
f_s	-	statický bezpečnostní koeficient
C_o	N	základní statické jmen.zatížení
P_o	N	statické ekv.radiální zatížení
F_{ao}	kN	povolené statické axiál.zatížení
Y_o	-	statický axiální koeficient
X_o	-	statický radiální koeficient
M_o	kNm	povolený statický moment
c	Pa	dovolené namáhání na ohyb

ψ_m	mm	poměrná šířka zubu
z	-	počet zubů ozub kola
m	m	modul
σ_D	MPa	dovolené namáhání
M_t	Nm	točivý moment
b	mm	šířka zubu
s_f	mm	tloušťka paty zubu
r	mm	poloměr roztečné kružnice
A	mm	osová vzdálenost ozubení
i	-	převodový poměr
d_o	mm	jmenovitý průměr KŠ
n_{krit}	$ot.min^{-1}$	kritické otáčky
L_8	mm	vzdálenost uložení hřídele
f_n	-	součinitel uložení hřídele
$F_{(a)max}$	N	maximální axiální zatížení
f_v	-	součinitel uložení hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Vlastnosti materiálu
Příloha 2	Specifická řezná síla
Příloha 3	Parametry křížového ložiska
Příloha 4	Parametry kuličkového šroubu
Příloha 5	Parametry asynchronního motoru
Příloha 6	Parametry planetové převodovky
Příloha 7	Výkres A0-VUT-2011-01 Sestavný výkres svislého soustruhu
Příloha 8	Výkres A1-VUT-2011-02 Sestavný výkres smýkadla

PŘÍLOHA 1 - Mechanické vlastnosti materiálu

ČSN 41 6420		OCEL
STN 41 6420	[illegible] k cementování	16 420

Chemické složení [hm. %]

C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S
0,10–0,17	0,30–0,60	0,17–0,37	0,60–0,90	3,20–3,70	max 0,035	max 0,035

Polotovary

[1] předvalky
[2] tyče válcované nebo kované za tepla
[3] tenké plechy válcované za tepla
[4] tlusté plechy válcované za tepla
[5] tyče tažené za studena

Mechanické vlastnosti

Polotovar	[2] [5]	[5]	[3]	[4]	[2]
Rozměr t, d [mm]	–	–	0,8–2,8	3–7	30[1])
Stav	.3	.2	.3		.4
Mez kluzu R_e nebo R_p 0,2 [MPa] min	–	–	–	–	735
Mez pevnosti R_m [MPa]	–	–	max 735		min 932
Tažnost A_5 [%] podél min	–	–	–	–	11
Kontrakce Z [%] min	–	–	–	–	40
Vrubová houževnatost KCU 2 [J.cm^{-2}] min	–	–	–	–	59
Tvrdost HB	max 211	max 253	max 211		min 285
Modul pružnosti E [GPa]	206				
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]	79				

Fyzikální vlastnosti

Hustota ρ [kg.m^{-3}]	Měrná tepelná kapacita c_p [J.kg^{-1}.K^{-1}]	Teplotní součinitel roztažnosti α [K^{-1}]	Tepelná vodivost λ_t [W.m^{-1}.K^{-1}]	Konduktivita λ_e [MS.m^{-1}]
7 850	–	–	–	–

Technologické údaje

TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ

normalizační žíhání	830–870 °C	ochlazovat na vzduchu
žíhání na měkko	620–680 °C	ochlazovat v peci
cementování – v plynu	900–930 °C	ochlazovat na vzduchu nebo v ochlazovací jednotce
– v solné lázni	890–910 °C	ochlazovat na vzduchu
– v prášku	860–900 °C	ochlazovat v cementační krabici
kalení	780–820 °C	ochlazovat v oleji
popouštění	150–200 °C	prodleva na teplotě 1 h, ochlazovat na vzduchu
zušlechťování – kalení	810–850 °C	ochlazovat v oleji, tlustší součásti na vzduchu
– popouštění podle požadované pevnosti		ochlazovat na vzduchu
teploty přeměn	A_{C1} ~ 700 °C	A_{C3} ~ 770 °C M_S ~ 345 °C
tvrdost cementační vrstvy	~ 60 HRC (~ 727 HV)	
prokalitelnost	70 mm (voda)	45 mm (olej)

TVAŘITELNOST
třída tvařitelnosti za tepla 1
teploty tváření 1 100–800 °C pomalu ochlazovat v popelu

OBROBITELNOST		soustružení, hoblování	frézování, vrtání
stav .2	R_m max 880 MPa	13b	13b
stav .3	R_m max 730 MPa	14b	14b
stav .4	R_m max 1 110 MPa	11b	11b
po cementaci	R_m max 990 MPa	12b	12b
po cementaci a kalení		nutno brousit	

TECHNOLOGICKÉ ZKOUŠKY
zkouška lámavosti podle ČSN 42 0401
polotovar [3] úhel ohybu α = 180° průměr trnu D = 4a

Použití

Na namáhané strojní součásti, určené k cementování s vyšší pevností a vysokou houževnatostí v jádře, jako hřídele, drážkové hřídele, ozubená kola.

Ostatní vlastnosti

Druh oceli podle způsobu výroby	Barevné značení podle ČSN 42 0010	Třída odpadu podle ČSN 42 0030
elektroocel	oranžová–červená–fialová	024

Porovnání se zahraničními materiály

ISO		*EURO*		*Německo*	
–	–	–	–	14NiCr14 15NiCr14	–
Francie		*Velká Británie*		*Rusko*	
13NiCr14 16NC12 14NC12 12NC15	NF A35565-94	655H13 655M13 655M13	BS 970/1-96 BS 970/1-96 BS 970/3-91	12Ch2N4A	GOST 4543-71
USA		*Japonsko*		*Kanada*	
E3310X E3310 E3310 Gr.1 Type P6	ASTM A 506 ASTM A 507 ASTM A 519 ASTM A 646 ASTM A 681	SNC815 SNC815H	JIS G4102-79 JIS G4052-79	–	–
Itálie		*Rakousko*		*Švédsko*	
–	–	–	–	–	–
Polsko		*Maďarsko*		*Norsko*	
–	–	BNC 2	MSZ 31-85	–	–
Finsko		*Švýcarsko*		*Španělsko*	
–	–	–	–	–	–
Austrálie		*Belgie*		*Brazílie*	
X3312 X9315	AS 1444-96 AS 1444-96	13NiCr12	NBN 253-03-72	E9315	Br.400

Poznámky

[1]) referenční vzorek

PŘÍLOHA 2 - Řezná síla kc1.1

Materiálová skupina		Pevnost [N/mm²]	Materiály				Specifická řezná síla kc [N/mm²] v závislosti na tloušťce třísky h [mm]									
			Č. materiálu	Označení materiálu podle normy DIN	kc1.1	m	0,05	0,06	0,1	0,16	0,3	0,4	0,5	0,8	1,6	2,5
1.0	Všeobecná konstr. ocel	do 500	1.0037	St 37-2	1.780	0,17	2.962	2.872	2.633	2.431	2.253	2.080	2.003	1.849	1.643	1.523
1.1	Všeobecná konstr. ocel	500–850	1.0050	St 50-2	1.990	0,26	4.336	4.136	3.621	3.205	2.854	2.525	2.383	2.109	1.761	1.568
			1.0060	St 60-2	2.110	0,17	3.511	3.404	3.121	2.881	2.671	2.466	2.374	2.192	1.948	1.806
			1.0070	St 70-2	2.260	0,30	5.552	5.256	4.509	3.916	3.426	2.975	2.782	2.416	1.963	1.717
2.0	Automatová ocel	do 850	1.0718	9SMnPb28	1200	0,18	1997	1.844	1.775	1.639	1.473	1.402	1.350	1.246	1.108	1.027
3.0	Neleg. ocel k zušlechtění	do 700	1.0402	C 22	1.800	0,16	2.907	2.823	2.602	2.413	2.247	2.084	2.011	1.865	1.670	1.555
			1.0501	C 35	1.516	0,27	3.404	3.240	2.823	2.486	2.204	1.942	1.828	1.610	1.335	1.184
3.1	Neleg. ocel k zušlechtění	700–850	1.0503	C 45	1.680	0,26	3.661	3.491	3.057	2.705	2.409	2.132	2.012	1.780	1.487	1.324
			1.1191	Ck 45	2.220	0,14	3.377	3.292	3.064	2.869	2.696	2.524	2.446	2.290	2.079	1.953
3.2	Neleg. ocel k zušlechtění	850–1000	1.1221	Ck 60	2.130	0,18	3.652	3.534	3.224	2.962	2.734	2.512	2.413	2.217	1.957	1.806
4.1	Legovaná ocel k zušlechtění	1000–1200	1.7218	25CrMo4	2.070	0,25	4.378	4.182	3.681	3.273	2.927	2.603	2.462	2.189	1.841	1.646
			1.7225	42CrMo4	2.500	0,26	5448	5195	4549	4026	3585	3173	2994	2649	2212	1970
5.0	Neleg. oementač. ocel	do 750	1.0401	C 15	1.820	0,22	3.518	3.380	3.020	2.724	2.469	2.226	2.120	1.912	1.641	1.488
6.0	Leg. cementační ocel	do 1000	1.5919	15CrNi6	1.380	0,30	3390	2.944	2.753	2.391	1.980	1.817	1.699	1.476	1.199	1.048
			1.7131	16MnCr5	2.100	0,26	4.576	4.364	3.821	3.382	3.011	2.665	2.515	2.225	1.858	1.655
6.1	Leg. cementační ocel	nad 1000	1.7147	20MnCr5	2.140	0,25	4.526	4.324	3.806	3.384	3.026	2.691	2.545	2.263	1.903	1.702
			1.7262	15CrMo5	2.290	0,17	3.811	3.694	3.387	3.127	2.899	2.676	2.576	2.379	2.114	1.960
7.0	Nitridační ocel	do 1000	1.8507	34CrAlMo5	1.740	0,26	3.792	3.616	3.166	2.802	2.495	2.208	2.084	1.844	1.540	1.371
8.0	Nástrojová ocel	do 850	1.1730	C45W	1.680	0,26	3.661	3.491	3.057	2.705	2.409	2.132	2.012	1.780	1.487	1.324
			1.2067	100Cr6	1.410	0,39	4.535	3.776	3.461	2.881	2.255	2.016	1.848	1.538	1.174	986
8.1	Nástrojová ocel	850–1100	1.2312	40CrMnMoS8-6	1.800	0,27	4.042	3.847	3.352	2.952	2.617	2.305	2.170	1.912	1.585	1.405
			1.2842	90MnCrV	2.300	0.21	4.315	4.153	3.730	3.380	3.077	2.788	2.660	2.410	2.084	1.897
8.2	Nástrojová ocel	nad 1100	1.2080	X210Cr12	1.820	0.26	3.966	3.782	3.312	2.931	2.610	2.310	2.179	1.929	1.611	1.434

PŘÍLOHA 3 - Parametry křížového ložiska

Parametry navrženého ložiska

RB20030 UU CC0 P2

Symbol přesnosti (platí pouze pro modely RB a RE. Symboly přesnosti pro modely RA a RA-C se dozvíte od THK, kontaktujte nás.)
- Žádný symbol: normální třída přesnosti (třída 0)
- P6: přesnost otáčení třídy 6 PE6: přesnost otáčení třídy 6 + přesnost rozměrů třídy 6
- P5: přesnost otáčení třídy 5 PE5: přesnost otáčení třídy 5 + přesnost rozměrů třídy 5
- P4: přesnost otáčení třídy 4 PE4: přesnost otáčení třídy 4 + přesnost rozměrů třídy 4
- P2: přesnost otáčení třídy 2 PE2: přesnost otáčení třídy 2 + přesnost rozměrů třídy 2
- USP: přesnost otáčení třídy USP

Symbol radiální vůle
- CC0: záporná vůle (předpětí)
- C0: kladná vůle
- C1: kladná vůle (větší než C0)

Symbol těsnění
- Žádný symbol: bez těsnění
- UU: s těsněním na obou stranách
- U: s těsněním na jedné straně

Číslo modelu

Tabulka 7 Kruhovitost vnějšího prstence modelu RE

Jednotka: µm

Jmenovitý rozměr vnějšího průměru ložiska (D) (mm)		Tolerance radiálního házení vnějšího prstence					Tolerance axiálního házení vnějšího prstence				
		Třída 0	Třída PE6	Třída PE5	Třída PE4	Třída PE2	Třída 0	Třída PE6	Třída PE5	Třída PE4	Třída PE2
Od	do		Třída P6	Třída P5	Třída P4	Třída P2		Třída P6	Třída P5	Třída P4	Třída P2
30	50	20	10	7	5	2,5	20	10	7	5	2,5
50	80	25	13	8	5	4	25	13	8	5	4
80	120	35	18	10	6	5	35	18	10	6	5
120	150	40	20	11	7	5	40	20	11	7	5
150	180	45	23	13	8	5	45	23	13	8	5
180	250	50	25	15	10	7	50	25	15	10	7
250	315	60	30	18	11	7	60	30	18	11	7
315	400	70	35	20	13	8	70	35	20	13	8
400	500	80	40	23	15	—	80	40	23	15	—
500	630	100	50	25	16	—	100	50	25	16	—
630	800	120	60	30	20	—	120	60	30	20	—
800	1000	120	75	—	—	—	120	75	—	—	—
1000	1250	120	—	—	—	—	120	—	—	—	—
1250	1600	120	—	—	—	—	120	—	—	—	—

Tabulka 14 Házivost řady modelů RB a RE třídy USP

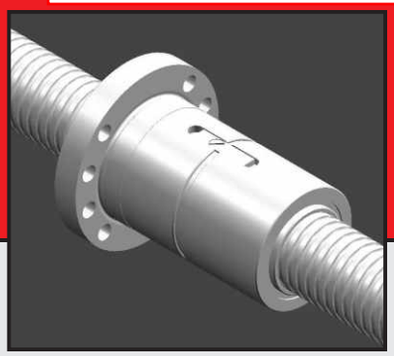
Jednotka: µm

Jmenovitý rozměr vnitřního průměru (d) a vnějšího průměru (D) (mm)		Háziv vnitřního prstence modelu RB		Házivost vnějšího prstence modelu RE	
Od	do	Tolerance radiálního házení	Tolerance axiálního házení	Tolerance radiálního házení	Tolerance axiálního házení
80	180	2,5	2,5	3	3
180	250	3	3	4	4
250	315	4	4	4	4
315	400	4	4	5	5
400	500	5	5	5	5
500	630	6	6	7	7
630	800	—	—	8	8

Tabulka 17 Radiální vůle modelů RB a RE

Jednotka: µm

Průměr roztečné kružnice válečků (dp) (mm)		CC0		C0		C1	
Od	do	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
18	30	−8	0	0	15	15	35
30	50	−8	0	0	25	25	50
50	80	−10	0	0	30	30	60
80	120	−10	0	0	40	40	70
120	140	−10	0	0	40	40	80
140	160	−10	0	0	40	40	90
160	180	−10	0	0	50	50	100
180	200	−10	0	0	50	50	110
200	225	−10	0	0	60	60	120
225	250	−10	0	0	60	60	130
250	280	−15	0	0	80	80	150
280	315	−15	0	30	100	100	170



PŘEDEPNUTÁ DVOJICE MATIC S PŘÍRUBOU

AP+A

KULIČKOVÝ ŠROUB	ZÁKLADNÍ ROZMĚRY							ZÁKLADNÍ ÚNOSNOST		SOUČINITEL TUHOSTI	TUHOST	TYP PŘEV.
								STATICKÁ	DYNAMICKÁ			
$d_0 \times P$	i	D_1	D_2	D_3	$L_6 \pm 2{,}0$	L_3	d	C_0 [N]	C_a [N]	k [N/μm$^{3/2}$]	R [N/μm]	
K 12×3	2 3	22	37	29	47 53	10	4,5	5 400 8 100	3 100 4 200	90 120	200 250	E
K 12×4	2 3	24	39	31	56 64	10	4,5	6 300 9 400	3 800 5 500	80 110	190 240	E
K 12×5	2	24	39	31	62	10	4,5	6 500	3 900	75	190	E
K 16×3	3 4	27	46	36	53 58	10	6,4	11 400 15 200	4 900 6 300	127 169	350 450	E
K 16×4	3 4	29	49	39	61 72	10	6,4	13 600 18 100	6 500 8 300	110 145	350 450	E
K 16×5	2 3	32	58	45	65 75	10	6,4	10 800 16 000	6 000 8 400	125 150	520 750	E
K 20×3	3 4	36	58	47	55 59	10	6,4	14 700 19 600	5 500 7 000	160 214	400 550	E
K 20×4	3 4	36	58	47	63 71	10	6,4	17 800 23 700	7 300 9 400	141 188	400 550	E
K 20×5	3 4	36	58	47	83 95	10	6,4	24 000 32 000	11 000 14 300	102 136	450 550	I
K 25×3	3 4	40	62	51	57 62	12	6,4	19 000 25 300	6 700 8 600	206 274	500 700	E
K 25×4	3 4	40	62	51	65 73	12	6,4	22 900 30 500	8 200 10 500	178 238	500 700	E
K 25×5	3 4	40	62	51	83 95	12	6,4	30 200 40 300	12 500 16 000	138 184	500 700	I
K 25×6	3 4	44	67	55	91 103	12	6,4	32 300 43 100	14 400 18 400	124 166	500 700	E
K 25×8	2 3	47	71	59	90 106	12	6,4	27 300 40 900	13 800 19 500	70 105	350 550	E
K 25×10	3	40	62	51	122	12	6,4	31 600	12 800	136	790	I
K 32×5	3 4 6	50	80	65	83 95 114	12	8,4	40 100 53 400 80 100	14 300 18 300 25 900	182 243 364	650 850 1 300	I
K 32×6	3 4	52	76	64	91 103	12	8,4	44 900 59 900	16 900 21 600	172 229	650 850	E
K 32×8	3 4	56	85	71	106 122	12	8,4	51 700 69 000	20 500 26 200	141 188	650 850	E
K 32×10	3 4	50	80	65	138 157	12	8,4	59 700 79 600	28 400 36 400	116 155	700 900	I
K 32×12	3 4	50	80	65	145 171	12	8,4	68 000 90 000	30 000 38 000	116 154	700 900	I

PŘÍLOHA 5 - Parametry asynchroního motoru

Main motors

Asynchronous and synchronous motors for SINAMICS S120

1PH8 asynchronous motors
Forced ventilation, IP55 degree of protection

Selection and ordering data

Rated speed n_{rated} rpm	Shaft height SH	Rated power P_{rated} kW (HP)	Rated torque M_{rated} Nm (lb_f-ft)	Rated current I_{rated} A	Rated voltage U_{rated} V	Rated frequency f_{rated} Hz	Operating speed during field weakening, max.[1] n_2 rpm	Speed, max.[2] n_{max} rpm	**1PH8 asynchronous motor Forced ventilation** Order No.
Line voltage 400 V 3 AC, Smart/Basic Line Module									
400	160	9.5 (12.74)	227 (167)	30	260	14.3	2150	6500	**1PH8163-1■B■■-...1**
		13 (17.43)	310 (229)	36	300	14.1	1750	6500	**1PH8165-1■B■■-...1**
1000	100	3.7 (4.96)	35 (25.8)	10	333	35.8	2550	9000	**1PH8103-1■D■■-...1**
		6.3 (8.45)	60 (44.3)	17.5	307	35.5	4300	9000	**1PH8107-1■D■■-...1**
	132	12 (16.1)	115 (84.8)	30	319	35.0	3000	8000	**1PH8133-1■D■■-...1**
		17 (22.8)	162 (119)	43	307	34.8	4300	8000	**1PH8137-1■D■■-...1**
	160	22 (29.5)	210 (155)	55	300	34.2	2800	6500	**1PH8163-1■D■■-...1**
		28 (37.55)	267 (197)	71	292	34.2	4600	6500	**1PH8165-1■D■■-...1**
1500	80	2.8 (3.75)	18 (13.3)	7.5	346	53.3	4700	10000	**1PH8083-1■F■■-...1**
		3.7 (4.96)	24 (17.7)	10	336	53.2	5200	10000	**1PH8087-1■F■■-...1**
	100	3.7 (4.96)	24 (17.7)	12.5	265	52.4	5000	9000	**1PH8101-1■F■■-...1**
		5.5 (7.38)	35 (25.8)	13.5	368	52.4	4200	9000	**1PH8103-1■F■■-...1**
		7.0 (9.39)	45 (33.2)	17.5	348	51.9	5250	9000	**1PH8105-1■F■■-...1**
		9.0 (12.1)	57 (42)	23.5	330	52.2	4500	9000	**1PH8107-1■F■■-...1**
	132	11 (14.75)	70 (51.6)	24	360	51.4	4800	8000	**1PH8131-1■F■■-...1**
		15 (20.12)	96 (70.8)	34	342	51.3	5500	8000	**1PH8133-1■F■■-...1**
		18.5 (24.81)	118 (87)	42	338	51.3	6150	8000	**1PH8135-1■F■■-...1**
		22 (29.5)	140 (103)	56	308	51.3	4300	8000	**1PH8137-1■F■■-...1**
	160	30 (40.23)	191 (141)	71	319	50.8	3500	6500	**1PH8163-1■F■■-...1**
		37 (49.62)	236 (174)	78	350	50.8	2800	6500	**1PH8165-1■F■■-...1**
2000	80	3.7 (4.96)	18 (13.3)	11.6	293	70.2	9200	10000	**1PH8083-1■G■■-...1**
		4.9 (6.57)	23 (17.0)	14.1	320	69.8	8400	10000	**1PH8087-1■G■■-...1**
	100	7 (9.39)	33 (24.3)	17.5	345	69.0	6000	9000	**1PH8103-1■G■■-...1**
		10.5 (14.18)	50 (36.9)	26	355	68.6	4000	9000	**1PH8107-1■G■■-...1**
	132	20 (26.82)	96 (70.8)	45	350	68.1	4000	8000	**1PH8133-1■G■■-...1**
		28 (37.55)	134 (98.8)	60	350	68.1	4000	8000	**1PH8137-1■G■■-...1**
	160	36 (48.28)	172 (127)	83	324	67.5	3000	6500	**1PH8163-1■G■■-...1**
		41 (54.98)	196 (145)	88	350	67.4	2750	6500	**1PH8165-1■G■■-...1**
3000	80	4.1 (5.50)	13 (9.59)	13.6	298	102.6	10000	10000	**1PH8083-1■M■■-...1**
		4.8 (6.44)	15 (11.1)	17.3	284	102.2	10000	10000	**1PH8087-1■M■■-...1**
	100	8.4 (11.3)	27 (20.0)	25.7	297	102.1	14250	9000	**1PH8103-1■M■■-...1**
		12 (16.1)	38 (28.0)	38	294	101.6	16500	9000	**1PH8107-1■M■■-...1**

For versions, see Order No. supplement and options on page 5/54.

Motor type (repeated)	Power factor	Magnetizing current	Efficiency	Moment of inertia	Weight, approx.	Terminal box	SINAMICS S120 Motor Module	
							Rated output current[3]	For additional versions and components see chapter SINAMICS S120 drive system
	cos φ	I_μ	η	J			I_{rated}	
		A		kgm^2 (lb$_f$-in-s^2)	kg (lb)	Type	A	Order No.
1PH8163-1. B ...	0.91	8.1	0.823	0.2160 (1.912)	196 (432)	gk863	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8165-1. B ...	0.86	14.9	0.826	0.2320 (2.053)	230 (507)	gk863	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**
1PH8103-1. D ...	0.82	4.6	0.814	0.0172 (0.152)	51 (112)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8107-1. D ...	0.82	8.2	0.834	0.0289 (0.256)	73 (161)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8133-1. D ...	0.88	10.1	0.871	0.0760 (0.673)	106 (234)	gk833	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8137-1. D ...	0.88	15.1	0.881	0.1090 (0.965)	141 (311)	gk833	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**
1PH8163-1. D ...	0.89	17.3	0.909	0.2160 (1.912)	196 (432)	gk863	60	**6SL312■-1TE26-0AA3**
1PH8165-1. D ...	0.89	22.2	0.914	0.2320 (2.053)	230 (507)	gk863	85	**6SL312■-1TE28-5AA3**
1PH8083-1. F ...	0.80	3.8	0.809	0.0064 (0.057)	32 (70.6)	gk803	9	**6SL312■-1TE21-0AA3**
1PH8087-1. F ...	0.81	4.9	0.817	0.0089 (0.079)	39 (86.0)	gk803	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8101-1. F ...	0.80	6.0	0.835	0.0138 (0.122)	42 (92.6)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8103-1. F ...	0.80	6.5	0.852	0.0172 (0.152)	51 (112)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8105-1. F ...	0.79	8.8	0.867	0.0252 (0.223)	65 (143)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8107-1. F ...	0.81	10.8	0.869	0.0289 (0.256)	73 (161)	gk813	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8131-1. F ...	0.84	10.4	0.899	0.0590 (0.522)	89 (196)	gk833	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8133-1. F ...	0.85	14.2	0.899	0.0760 (0.673)	106 (234)	gk833	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**
1PH8135-1. F ...	0.85	18.1	0.898	0.0940 (0.832)	125 (276)	gk833	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**
1PH8137-1. F ...	0.84	24.2	0.904	0.1090 (0.965)	141 (311)	gk833	60	**6SL312■-1TE26-0AA3**
1PH8163-1. F ...	0.87	25.6	0.923	0.2160 (1.912)	196 (432)	gk863	85	**6SL312■-1TE28-5AA3**
1PH8165-1. F ...	0.88	27.0	0.926	0.2320 (2.053)	230 (507)	gk863	85	**6SL312■-1TE28-5AA3**
1PH8083-1. G ...	0.79	5.7	0.832	0.0064 (0.057)	32 (70.6)	gk803	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8087-1. G ...	0.78	7.3	0.853	0.0089 (0.079)	39 (86.0)	gk803	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8103-1. G ...	0.79	8.7	0.877	0.0172 (0.152)	51 (112)	gk813	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8107-1. G ...	0.78	12.9	0.897	0.0289 (0.256)	73 (161)	gk813	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8133-1. G ...	0.85	18.1	0.919	0.0760 (0.673)	106 (234)	gk833	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**
1PH8137-1. G ...	0.87	21.5	0.924	0.1090 (0.965)	141 (311)	gk833	60	**6SL312■-1TE26-0AA3**
1PH8163-1. G ...	0.88	28.1	0.929	0.2160 (1.912)	196 (432)	gk863	85	**6SL312■-1TE28-5AA3**
1PH8165-1. G ...	0.87	32.4	0.927	0.2320 (2.053)	230 (507)	gk863	85[4]	**6SL312■-1TE28-5AA3**
1PH8083-1. M ...	0.74	7.3	0.869	0.0064 (0.057)	32 (70.6)	gk803	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8087-1. M ...	0.72	9.6	0.871	0.0089 (0.079)	39 (86.0)	gk803	18	**6SL312■-1TE21-8AA3**
1PH8103-1. M ...	0.78	12.2	0.900	0.0172 (0.152)	51 (112)	gk813	30	**6SL312■-1TE23-0AA3**
1PH8107-1. M ...	0.76	19.2	0.900	0.0289 (0.256)	73 (161)	gk813	45	**6SL312■-1TE24-5AA3**

Cooling:	
Internal air cooling	**0**
External air cooling	**1**

1) n_2: Max. permissible thermal speed at constant power or speed which is at the voltage limit when $P = P_{rated}$.
2) n_{max}: Maximum speed that must not be exceeded (applicable to Standard: 14th data position B to D).
3) The rated pulse frequencies must be taken into account. The rated motor data is valid for 4 kHz. For lower power ratings, Motor Modules in blocksize format can be configured as an alternative (levels of output current: 7.7 A/10.2 A/18 A).
4) The rated output current of the Motor Module is lower than the rated motor current at 4 kHz.

PŘÍLOHA 6 - Parametry planetové převodovky

Planetary Gearbox, one-stage

Technical Data:		Reduction Ratio i:	Size: PG 25/1	PG 100/1	PG 200/1	PG 500/1	PG 1200/1	PG 3000/1
Nominal output torque Also applicable for S1 operation	T_{2N} [Nm]	3	-	-	120	280	720	1 800
		4	25	85	170	420	1 020	2 500
		5	25	100	200	500	1 200	3 000
		7	25	85	170	420	1 020	2 500
		10	20	60	120	280	720	1 800
Emergency stop torque 1)	T_{2Not} [Nm]	3	-	-	400	840	2 160	5 400
		4	100	280	560	1 260	3 060	7 500
		5	100	330	660	1 500	3 600	9 000
		7	80	280	560	1 260	3 060	7 500
		10	80	200	400	840	2 160	5 400
Max. acceleration torque 2)	T_{2B} [Nm]	3	-	-	220	560	1 440	3 000
		4	50	170	340	840	2 040	5 000
		5	50	200	400	1 000	2 400	6 000
		7	50	170	340	840	2 040	5 000
		10	40	110	220	560	1 440	3 000
Max. input speed 5)	n_{1Max} [rpm]	3	-	-	4 000	3 200	2 500	2 000
		4	5 000	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000
		5	6 300	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500
		7	8 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 000
		10	10 000	10 000	8 000	6 300	5 000	3 500
Nominal input speed	n_{1N} [rpm]	3	-	-	2 300	1 800	1 300	800
		4	3 000	3 000	2 500	2 000	1 500	1 000
		5	4 000	4 000	3 000	2 500	2 000	1 200
		7	5 000	5 000	4 000	3 000	2 500	1 500
		10	6 000	6 000	5 000	4 000	3 000	2 000
Backlash standard	[arcmin]		≤ 6	≤ 6	≤ 4	≤ 4	≤ 4	≤ 4
reduced 3)			≤ 3	≤ 3	≤ 2	≤ 2	≤ 2	≤ 2
Torsional rigidity	C_t [Nm/arcmin]		3.5	8.2	24	48	149	340
Moments of inertia	I_1 [kg cm²]	3	-	-	2.8	8.2	36	128
		4	0.16	0.55	2.0	6.75	24.5	97.6
		5	0.16	0.47	1.64	5.54	18.8	76.4
		7	0.15	0.41	1.36	4.59	14.5	59.9
		10	0.14	0.38	1.22	4.1	12.3	51.1
Max. axial force	F_A [N]		3 200	4 500	7 000	10 000	15 000	22 000
Max. radial force 4)	F_R [N]		2 700	3 700	6 700	9 200	14 000	21 000
Lifetime	L_h [h]		> 20 000	> 20 000	> 20 000	> 20 000	> 20 000	> 20 000
Efficiency	η		≥ 97 %	≥ 97 %	≥ 97 %	≥ 97 %	≥ 97 %	≥ 97 %
Weight	m [kg]		1.6	2.9	5.7	11.5	27	62
Operating noise at (n_{an} = 3000 rpm) 6)	L_p [dB(A)]		≤ 63	≤ 68	≤ 68	≤ 72	≤ 72	≤ 72
Lubrication		Lifetime lubrication, closed system						
Surface protection		Aluminium respectively steel, galvanically treated						
Installation position		Any, variable						
Operating temperature		- 10 °C to + 90 °C						
Direction of rotation		same as input						
Degree of protection		IP 65						

1) Max. 1000 times during gearbox lifetime.

2) At a maximum of 1000 cycles per hour, with the dynamic factor K1 page 16 to be taken into consideration in any other case.

Percentage of the overall running time less than 5 % and duration of the impulse under 0.3 sec.

3) Optional.

4) Resultant force center of output shaft at output speed 300 rpm.

5) For cyclic duty only

6) At i=3: + 4 db(A)

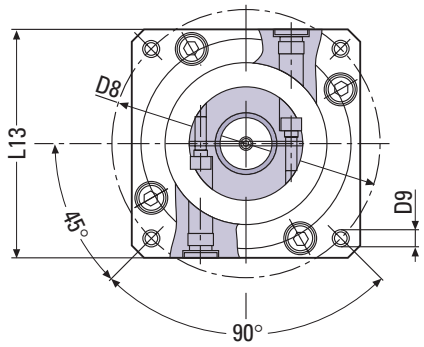
ZF-SERVOPLAN®

*Dimensions depending on motor.

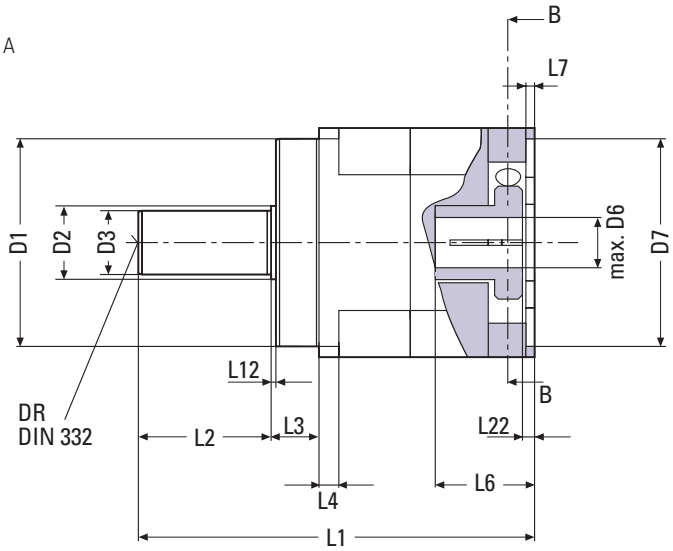
Please use page 19 for inquiries and orders.

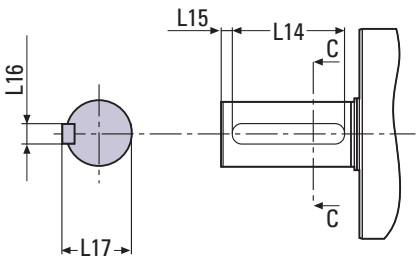
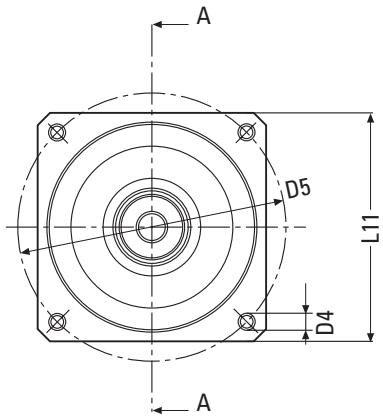
Dimensions [mm]:		Size: PG 25/1	PG 100/1	PG 200/1	PG 500/1	PG 1200/1	PG 3000/1
DR		M5	M8	M12	M16	M20	M20
D_1 (g6)		60	70	90	130	160	200
D_2		20	28	40	45	60	95
D_3 (k6)		16	22	32	40	55	85
D_4		5.5	6.6	9	11	13	17
D_5		68	85	120	165	215	290
D_6*(F7)	min.	6	14	19	24	32	42
	max.	14	24	32	38	48	60
L_1*		129.5	155.7	193.1	245.6	290	399.5
L_2 (+0.5)		28	36	58	82	82	130
L_3		20	20	30	30	30	40
L_4		7.7	8	10	12.5	22	30
L_6*	min.	15	23	30	32	45	55
	max.	30	40	50	60	82	110
L_7*		3.5	4.5	5.5	5.3	8	8
L11		62	76	101	141	182	242
L12		2	2	2	3	3	3
L13*	min.	62	80	106	141	182	242
L14		22	28	50	70	70	110
L15		3	4	4	5	5	7.5
L16		5	6	10	12	16	22
L17		18	24.5	35	43	59	90
L22*		4.5	7.5	8.5	7.5	9	10
D7/ D8/ D9		Adaptations available for all common servomotors, dimensions are variable. Please request specific installation drawing.					

B-B



A-A



Centering DIN 332 (G)
Optional with key as per DIN 6885 sheet 1

C-C