



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE MALÉ CNC FRÉZKY

DESIGN OF SMALL CNC MILLING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Kubálek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Kubálek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Konstrukce malé CNC frézky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede na základě současného stavu vědy a techniky konstrukční návrh a potřebné konstrukční výpočty vybraných částí stroje. Při vypracování návrhu bude týmově spolupracovat se studentem řešícím ostatní části vyvíjeného stroje.

Cíle bakalářské práce:

Popis současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor problematiky.

Návrh variant konstrukce stolu a zdůvodnění výběru varianty konstrukčního řešení.

Konstrukční návrh rámu a stolu obráběcího stroje (osy X a Y).

Technické výpočty.

Vybraná výkresová dokumentace rámu a stolu stroje.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Infozdroje.cz. Infozdroje.cz [online]. Praha: Albertina icome Praha s.r.o., 2016 [cit. 2016-11-04].

Dostupné z: www.infozdroje.cz

MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum [online]. Praha: MM publishing, s. r. o., 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com>

EUR-Lex: Přístup k právu Evropské unie [online]. Brusel: Úřad pro publikace, 2016 [cit. 2016-11-04].

Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>

ČSN online [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: csnonline.unmz.cz

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí malé CNC frézky. Práce obsahuje základní rozdělení a analýzu dostupnosti malých CNC frézek. Dále obsahuje výpočty řezných parametrů zvoleného nástroje a posuvových os. Nakonec v ní jsou uvedeny jednotlivé varianty konstrukce hlavních částí. Součástí práce je i 3D model a výkresová dokumentace.

Abstract

This bachelor thesis deals with the design and construction of a small CNC milling machine. The thesis contains basic divisions and an analysis of the availability of small CNC milling machines. It also contains calculations of the cutting parameters of the selected tool and feed axes. Finally, there are presented some variants of the main construction parts. The thesis also includes 3D model and drawing documentation.

Klíčová slova

Malá CNC frézka, portálová CNC frézka, frézka, posuvová soustava, lože, příčník, stojan.

Keywords

Small CNC milling machine, portal CNC milling machine, milling machine, feed system, base, beam, column.

KUBÁLEK, P. *Konstrukce malé CNC frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 67 s. Vedoucí doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Tímto prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury, pod vedením vedoucího bakalářské práce.

Petr Kubálek

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D za cenné rady a připomínky při psaní této bakalářské práce, dále bych rád poděkoval své rodině za finanční a morální podporu při studiu.

Petr Kubálek

Obsah

Úvod	3
1 Malé CNC obráběcí stroje	4
1.1 Portálové frézovací stroje	4
1.2 Stolní frézovací stroje	4
2 Analýza trhu	5
2.1 Stroje společnosti První hanácká BOW	5
2.2 Stroje SLV EDU	7
2.3 Stroje Romaxx Systems	8
2.4 Stroje společnosti Laguna Tools	9
2.5 Stroje Tormach	10
3 Systémový rozbor konstrukce stolu a rámu	11
3.1 Nosná soustava	11
3.1.1 Materiál nosných soustav	11
3.1.2 Topologie nosných soustav	12
3.1.3 Typy nosných soustav portálových CNC frézek	13
3.1.4 Typy nosných soustav stolních CNC frézek	13
3.2 Lineární posuvová soustava	14
3.2.1 Náhon rotačním servomotorem	14
3.2.2 Vedení	17
3.2.3 Lineární odměřování polohy	19
3.2.4 Ochrana vedení	20
3.3 Pohon	21
4 Volba základních parametrů frézky	22
5 Základní řezné parametry	24
6 Návrh posuvové soustavy v ose X	26
6.1 Kontrola stanovená výrobcem	26
6.2 Volba pohonu posuvové soustavy v ose X	29
6.3 Volba vedení posuvové soustavy v ose X	31
7 Návrh posuvové soustavy v ose Y	34
7.1 Kontrola stanovená výrobcem	34
7.2 Volba pohonu posuvové soustavy v ose Y	37
7.3 Volba vedení posuvové soustavy v ose Y	39

8	Návrh nosné soustavy	42
8.1	Lože	42
8.2	Příčník	43
8.3	Stojan	45
8.4	Posuvové soustavy	48
8.5	Krytování	51
8.6	Nosná konstrukce	53
8.7	Ostatní	54
8.8	Výsledné parametry frézky	55
	Závěr	58
	Literatura	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam obrázků	64
	Seznam tabulek	66
	Seznam příloh	67

Úvod

CNC frézka je počítačem řízený obráběcí stroj, kterým můžeme obrábět jak rovinné, tak tvarové plochy. Díky své jednoduchosti, všestrannosti a relativně levné pořizovací ceně se v praxi používají stále častěji. Nabídek a výrobců přibývá a tím roste i rozmanitost jednotlivých konstrukcí.

V první kapitole bude stručný úvod do problematiky, základní rozdělení a jejich hlavní výhody.

Na průzkum trhu a dostupnost CNC frézek s důrazem na důležité parametry pro zadání je zaměřená druhá kapitola této bakalářské práce.

Třetí kapitola bude věnována popisu základních částí malé frézky. V první části bude rozbor nosné soustavy, hlavní požadavky při konstrukci a jejich podrobnější popis. Následovat bude problematika lineární posuvové soustavy, obsahující základní rozdělení jejích hlavních částí s příslušným provedením. Poslední část bude věnována popisu nejpoužívanějších možností provedení pohonů.

Ve čtvrté kapitole bude volba základních parametrů frézky a nástrojů pro obrábění.

Následovat bude výpočet základních řezných parametrů jako je řezná síla a krouticí moment. Tyto parametry jsou klíčové pro další výpočty.

Šestá a sedmá kapitola je zaměřená na výpočet posuvové soustavy v ose X a Y. Tento výpočet bude obsahovat kontrolu zvoleného kuličkového šroubu dle výrobce, následuje volba pohonu a nakonec volba a kontrola vedení.

V poslední kapitole bude provedena samotná konstrukce nosné soustavy, obsahující příčník, stojany a lože. U nejvíce namáhaných částí bude rovněž proveden základní výpočet maximálních deformací.

1. Malé CNC obráběcí stroje

Obráběcí stroje můžeme rozdělit podle několika různých kritérií, podle způsobu obrábění je můžeme rozdělit na frézky, které budou tématem této práce, soustruhy, vrtačky, vyvrtávačky a jiné. Dále je můžeme rozdělit podle stupně automatizace na stroje s ručním ovládáním, stroje s vyšší mechanizací např. univerzální soustruh, stroje poloautomatické a stroje automatické, které dále můžeme dělit na NC - Numerical Control, tedy číslicové řízení, u kterých jsou veškeré informace nutné pro chod stroje zadávány řídicímu systému ve formě čísel a písmen. Vlastní programování se neprovádí na stroji, ale většinou v oddělení přípravy výroby, a CNC - Computer Numeric Control, tedy číslicové řízení počítačem, které jsou navíc vybaveny volně programovatelným mikropočítačem, který provádí se zadanými údaji výpočty. [7]

Frézování je třískové obrábění, které se skládá ze dvou pohybů, z hlavního rotačního pohybu, který koná vícebřitý nástroj a z vedlejšího translačního pohybu, který koná buď obrobek nebo nástroj. Můžeme je rozdělit podle pozice uložení vřetená na horizontální a vodorovné nebo podle konstrukce na stolní, nástrojářské, konzolové, odvalovací a portálové. V současné době se v oblasti malých frézovacích CNC strojů používají především frézky portálové spodní gantry a stolní.

V této práci budou zmíněny pouze rozměrově menší frézky a budou uváděny jen parametry důležité pro návrh rámu, stolu a posuvových os X, Y.

1.1. Portálové frézovací stroje

Základem těchto strojů je portál a stůl, na který se upíná obrobek. Portál stroje tvoří základní nosnou část pro příčné saně s vřeteníkem a umožňuje pohyb vřeteníků v příčném směru. Jeho konstrukce je tvořena odlitkem, svařencem, popřípadě šroubovanou konstrukcí. Celá konstrukce portálu by měla mít co největší tuhost, aby při provozu nedocházelo k vytváření vibrací a nepřesnostem při obrábění. [8]

Jak už bylo zmíněno, nejčastější varianta konstrukce portálového frézovacího stroje menších rozměrů je spodní gantry, u které se portál tvořený dvěma stojany a příčným, pohybuje podél stolu.

1.2. Stolní frézovací stroje

Základní části této konstrukce je stůl umožňující pohyb v osách X a Y a vřeteník, který je posuvně uložen na stojanu a koná pohyb v ose Z. Výhodou této konstrukce je jednodušší synchronizace pohonů, protože stačí použít pouze jeden elektromotor na každou osu, na druhou stranu zabírá více místa na pracovišti a není vhodný pro těžší výroby. [8]

2. Analýza trhu

2.1. Stroje společnosti První hanácká BOW

Tato společnost se již od roku 1992 zabývá výrobou, prodejem a dovozem obráběcích a tvářecích strojů. V současné době jsou její výrobky dodávány jak do České republiky, tak i do zemí západní i východní Evropy. Primárně dovozem se zabývá firma NUMCO, která je divizí společnosti První hanácká BOW, s.r.o.. Od svého založení dodala stroje do škol, menších i větších dílen nebo do výrobních podniků, jak v České republice, na Slovensku tak i po celé střední Evropě. [9]



Obrázek 2.1: Numco SHG 0404 [9]

Tabulka 2.1: Parametry stroje Numco SHG 0404 [9]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	6000 mm/min
Rychloposuv	9000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	520 × 660 mm
Rozměry (š × h × v)	910 × 800 × 880 mm
Koncepce osy X	Kluzné tyče a kuličkové šrouby
Koncepce osy Y	Lineární vedení a kuličkový šroub
Plocha pracovního stolu	T-drážky
Opakovatelná přesnost	0,02 mm

Numco SHG 0404 (obrázek 2.1), je z řady frézovacích routerů SHG, jehož rysy jsou malé rozměry, je tříosým routerem s vysokootáčkovým vřetenem, který je vhodný k obrábění slitin neželezných kovů, plastů a dřeva. Hlavní konstrukční části stroje jsou rám, bočnice a portál, které jsou tvořeny odlitky zajišťující vysokou tuhost a stabilitu. Stroj je také vybaven přesnými kuličkovými šrouby a lineárním vedením HIWIN. [9]

2.1. STROJE SPOLEČNOSTI PRVNÍ HANÁCKÁ BOW



Obrázek 2.2: Numco KX3 [9]

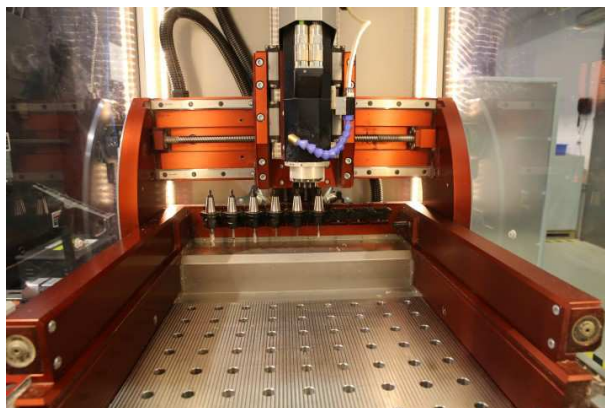
Tabulka 2.2: Parametry stroje Numco KX3 [9]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	500 mm/min
Rychloposuv	2000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	550 × 160 mm
Rozměry (š × h × v)	870 × 690 × 800 mm
Koncepce osy X	Kuličkové šrouby spojeny s pružnými spojkami
Koncepce osy Y	Kuličkové šrouby spojeny s pružnými spojkami
Plocha pracovního stolu	T-drážky
Opakovatelná přesnost	0,02 mm

Dalším strojem od společnosti První hanácká BOW je stolní frézka KX3 (obrázek 2.2), určená pro výrobu součástí z železných i neželezných kovů. [9]

2.2. Stroje SLV EDU

Stroje SLV EDU jsou vyráběny ve výrobním provozu dceřiné společnosti Solidcon, která pokrývá celé spektrum konstrukce a výroby všeobecného strojírenství. Navazuje na dlouholetou výrobní tradici mateřské firmy SolidVision, kterou od roku 2015 rozšířil do vlastních výrobních prostor. Solidcon, s.r.o., vznikla na jaře roku 2005 a od počátku se specializuje na zpracování zakázkových konstrukčních prací v oblasti strojírenství a strojní výroby. Do výrobního CNC vybavení firmy Solidcon patří dva 5osé CNC stroje Hermle, jeden 3osý CNC stroj Doosan, CNC soustruh a 3D měřák Zeiss. [10]



Obrázek 2.3: SLV EDU [10]

Tabulka 2.3: Parametry stroje SLV EDU [10]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	0-20000 mm/min
Rychloposuv	0-20000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	400 × 476 mm
Rozměry (š × h × v)	770 × 940 × 600 mm
Koncepce osy X	Kluzné tyče a kuličkové šrouby
Koncepce osy Y	Kluzné tyče a kuličkové šrouby
Plocha pracovního stolu	Závit M8 v rastru 50 x 50
Opakovatelná přesnost	0,005 mm

Tento typ řady frézovacích routerů SHG, jehož rysy jsou malé až střední rozměry je tříosým routerem s vysokootáčkovým vřetenem, který je vhodný k obrábění slitin ne-železných kovů, plastů a dřeva. Hlavní konstrukční části stroje (obrázek 2.3) jsou rám, bočnice a portál, které jsou tvořeny odlitky.[10]

2.3. Stroje Romaxx Systems

Romaxx Systems je malá společnost s desetiletou zkušeností v navrhování a výrobě nástrojů a zařízení pro manipulaci s materiálem pro automobilový průmysl, v současné době nabízí tři typy CNC routerů lišící se převážně svými rozměry. [11]



Obrázek 2.4: Romaxx HS-1 [11]

Tabulka 2.4: Parametry stroje Romaxx HS-1 [11]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	Neuvedeno
Rychloposuv	Neuvedeno
Rozměry pracovního stolu	355 × 610 mm
Rozměry (š × h × v)	457 × 610 × 558 mm
Koncepce osy X	Ozubený řemen a V - koleje
Koncepce osy Y	Ozubený řemen a V - koleje
Plocha pracovního stolu	Otvory se závitem
Opakovatelná přesnost	Neuvedeno

Základ tohoto stroje (obrázek 2.4) tvoří svařovaná ocelová konstrukce s povlakem černého oxidu. Stůl může snadno podporovat několik set kilogramů. Portálová konstrukce je vyrobena z hliníku, kvůli snížení hmotnosti, zvýšení pevnosti a rychlosti s tvrdým zlatým povrchem pro trvanlivost, všechny součásti jsou obrobené, žádné ohnuté. [11]

2.4. Stroje společnosti Laguna Tools

Americká společnost Laguna Tools, založená v roce 1983 se zaměřuje na vývoj a výrobu strojů, mezi které patří primárně lasery a routery. Nabízí celou řadu CNC routerů s různými rozměry a funkcemi. [12]



Obrázek 2.5: Laguna IQ [12]

Tabulka 2.5: Parametry stroje Laguna IQ [12]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	Neuvedeno
Rychloposuv	Neuvedeno
Rozměry pracovního stolu	610 × 915 mm
Rozměry (š × h × v)	933 × 1415 × 834 mm
Koncepce osy X	Kluzné tyče a kuličkové šrouby
Koncepce osy Y	Kluzné tyče a kuličkové šrouby
Plocha pracovního stolu	T-drážky a otvory se závitem
Opakovatelná přesnost	Neuvedeno

Laguna IQ CNC router (obrázek 2.5) je malý CNC router ideální pro výrobu prototypů převážně ze dřeva u menších výrobních produkcí. I přes svoje menší rozměry má stejnou přesnost a kvalitu řezání jako mnohem větší CNC stroje této společnosti. [12]

2.5. Stroje Tormach

Tormach je americká společnost založená v roce 2001 dvěma přáteli, kteří si uvědomili, že na tehdejším trhu nebyl dostatek kvalitních CNC strojů. Tato společnost se specializuje na výrobu malých CNC strojů. V současné době nabízí tři malé frézovací CNC stroje, které se liší převážně svými rozměry. [13]



Obrázek 2.6: Tormach PCNC 440 [13]

Tabulka 2.6: Parametry stroje Tormach PCNC 440 [13]

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	3500 mm/min
Rychloposuv	3500 mm/min
Rozměry pracovního stolu	460 × 160 mm
Rozměry (š × v × h)	1015 × 610 × 1118 mm
Koncepce osy X	Kuličkové šrouby
Koncepce osy Y	Kuličkové šrouby
Plocha pracovního stolu	T-Drážky

PCNC 440 (obrázek 2.6) je nejmenší z trojice stolních CNC frézovacích strojů společnosti Tormach. V nabídce je i možnost zakoupení rámu, krytu a dalších částí samostatně. Součástí je i propad pro třísku, nacházející se pod stolem. [13]

3. Systémový rozbor konstrukce stolu a rámu

3.1. Nosná soustava

Lože, stůl, příčník a stojany jsou základní části portálové frézky. Na tuhosti, stabilitě a vzdornosti při opotřebení vodících ploch těchto částí je v převážné míře závislá přesnost obrábění. Při jejich navrhování je potřeba respektovat řadu hledisek, která lze shrnout do těchto požadavků:

- použití kvalitního materiálu rámu
- dobrá statická tuhost
- vyhovující dynamická a tepelná stabilita
- umožnění dobrého odvodu třísek
- jednoduchá a efektivní výroba
- malá hmotnost
- snadná manipulovatelnost
- dobré uložení na základ

Vlastnosti dílců a skupin CNC obráběcích strojů jsou určeny především materiálem a topologií. [1], [4]

3.1.1. Materiál nosných soustav

Při volbě druhu materiálu (obrázek 3.1) je vždy nutno posuzovat zejména základní fyzikální vlastnosti daného materiálu, které přímo ovlivňují konkrétní technické a provozní vlastnosti stroje. Podstatná je vysoká tuhost a pevnost, nízké vnitřní pnutí, nízká tepelná roztažnost, nízké náklady, vysoký útlum chvění a další.

Nejpoužívanějšími materiály pro konstrukci rámu je litina, která má dobré tlumící schopnosti, a ocel, u které je výhodou větší modul pružnosti a dobré mechanické vlastnosti.

Materiály pro stavbu rámu			
kovové	nekovové	kombinované	přírodní
• litina • ocelolitina • ocel (svarky, odlitky)	• částicové kompozity • vláknové kompozity	• ocelový svarek a výplň tlumícím materiálem	• kámen (žula)

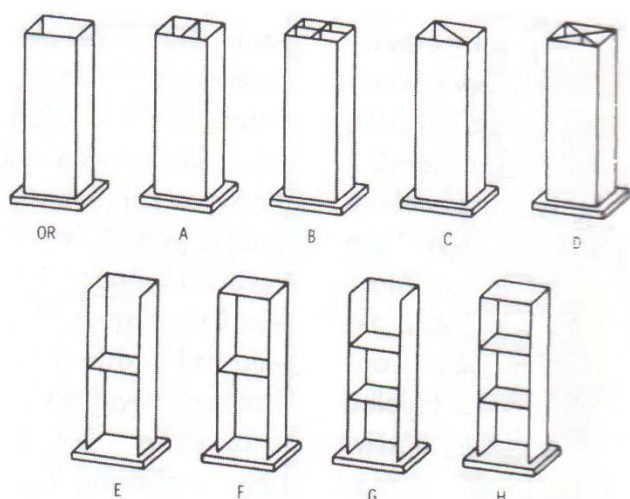
Obrázek 3.1: Typy a vlastnosti materiálů pro stavbu nosných soustav [1]

3.1. NOSNÁ SOUSTAVA

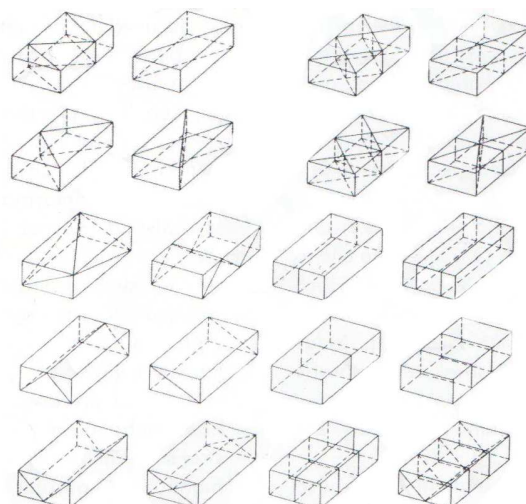
Dále je potřeba se rozhodnout zda použít svařovanou nebo odlévanou konstrukci. Při použití odlévané dosáhneme menších nákladů. U svařované konstrukce bude mít finální výrobek menší hmotnost, ale je potřeba počítat se vznikem vnitřního pnutí a potřebou obložit vodící plochy. [1]

3.1.2. Topologie nosných soustav

Další významným krokem je správná volba topologie. Části nosné soustavy jsou namáhány především na ohyb a krut, při vhodné volbě profilu a žebrování se dá výrazně zvětšit tuhost, a tím i přesnost obrábění stroje. Stojany obráběcích strojů jsou zásadně konstruovány jako uzavřené duté profily (obrázek 3.2). Pro příčníky lze použít podobné konstrukce profilů jako pro stojany, další možností je použití skříňového uzavřeného nosníku. Běžně používaná konstrukční řešení loží (obrázek 3.3) jsou na jedné straně otevřená. Je to dáno výrobními a technologickými důvody. Velký vliv mají také boční otvory v nosných stěnách.



Obrázek 3.2: Teoretické možnosti žebrování stojanů [1]



Obrázek 3.3: Teoretické možnosti žebrování loží [1]

Konstrukce musí být dynamicky a tepelně stabilní. Dynamickou stabilitou rozumíme odolnost vůči vibracím, které způsobují hluk a značně zvyšují namáhání součástí. Tyto vibrace jsou ve skutečnosti velmi složitým jevem, proto se zavádějí zjednodušující předpoklady. Prvním předpokladem je, že absolutně tuhé hmoty jsou uloženy na nehmotných pružinách a druhým předpokladem jsou lineární charakteristiky u pružin.

Teplotní nestabilita způsobuje nežádoucí deformace, které mají nepříznivý vliv na přesnost obráběcích strojů. Teplotní stability lze dosáhnout, buď pomocí konstrukčního opatření (zvýšení účinnosti jednotlivých uzlů a prvků, umístění zdrojů tepla vně), zlepšením odvodu tepla (chlazení, dimenzování ploch pro odvod tepla, zajištění plynulého odvodu třísek) nebo kompenzací (využití materiálů s různými součiniteli roztažnosti, nahřívání určitých částí stroje). [1]

3.1.3. Typy nosných soustav portálových CNC frézek

Portálové CNC frézky můžeme ještě rozdělit podle provedení na několik typů.

- spodní gantry
- horní gantry
- s pohyblivým stolem

Spodní gantry

Základ této konstrukce tvoří lože, po kterém se pohybuje portál tvořený dvěma stojany a příčnickem.

Horní gantry

U tohoto typu tvoří portál dvě pevné stěny nebo sloupy, po kterých jezdí pohyblivý příčník. Při použití této konstrukce, lze dosáhnout o něco větší tuhosti, na druhou stranu je horší přístupnost do pracovního prostoru.

S pohyblivým stolem

Toto provedení je tvořeno pevným portálem a posuvným stolem v ose X. Hlavní nevýhodou této konstrukce je větší zastavěný prostor, kvůli svým větším rozměrům hlavně v ose procházející směrem posuvu stolu.

3.1.4. Typy nosných soustav stolních CNC frézek

Stolní CNC frézky můžeme ještě rozdělit podle provedení na několik typů.

- s pevným stojanem
- s pohyblivým stojanem
- s výsuvným smykadlem

S pevným stojanem

Tato koncepce nachází poměrně časté použití, kvůli své přesnosti a jednoduchosti upnutí obrobku. Tvoří ji křížový stůl, na který je připevněn stojan opatřený vedením pro vřeteník.

S pohyblivým stojanem

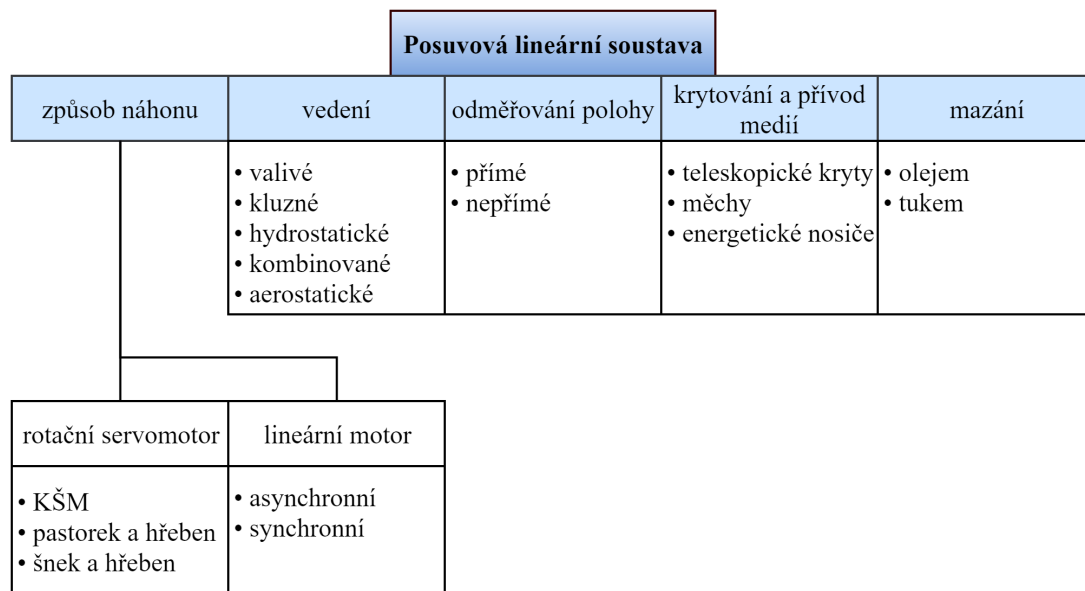
Základem je stůl, na který je upevněn stojan po jehož svislých vodících plochách se pohybuje vřeteník s vřetenem napojeným přímo na servomotor.

S výsuvným smykadlem

Toto konstrukční řešení není moc používané. Smýkadlo je v tomto provedení situováno svisle. [1]

3.2. Lineární posuvová soustava

Tato kapitola bude pojednávat o problematice lineární posuvové soustavy, u které je základní myšlenka převést rotační pohyb od motoru na pohyb posuvný. Skládá se z několika částí (obrázek 3.4), které budou postupně popsány. [1]

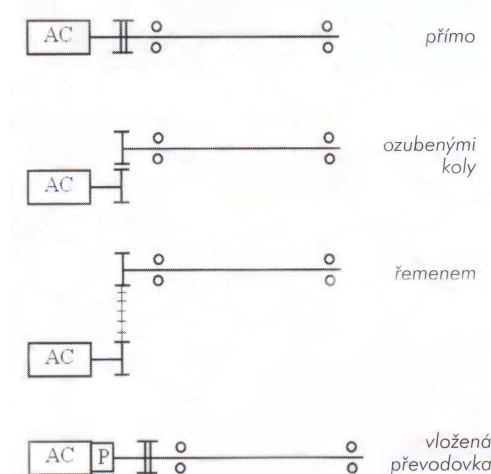


Obrázek 3.4: Morfologie posuvové soustavy [1]

3.2.1. Náhon rotačním servomotorem

Kuličkový šroub a matice

V současné době to je jeden z nejpoužívanějších způsobů realizace přímočarých posuvů jednotlivých os u obráběcích strojů. V tomto případě je rotační AC servomotor připojen ke kuličkovému šroubu pomocí jednoho ze způsobů ukazující obrázek 3.5. [1], [14]



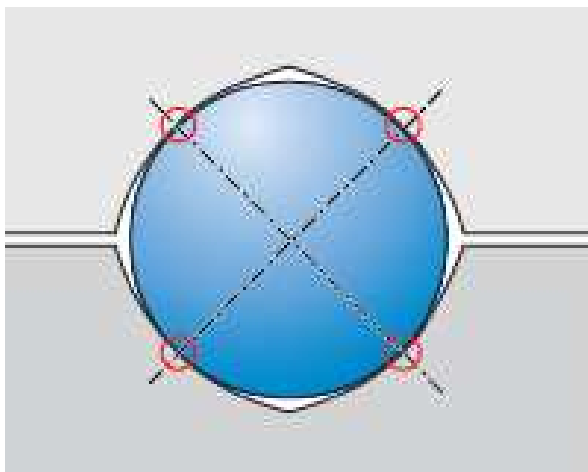
Obrázek 3.5: Způsoby napojení AC servomotoru na kuličkový šroub [1]

3. SYSTÉMOVÝ ROZBOR KONSTRUKCE STOLU A RÁMU

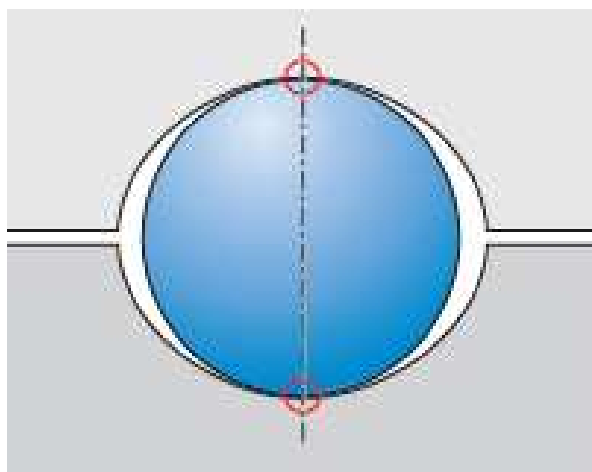
Součástí servomotoru bývají obvykle podle druhu použitého odměřovacího snímače rychlosti, popřípadě polohy. K hlavním přednostem kuličkového šroubu a matice patří vysoká účinnost (90 % i více), minimální oteplování během provozu, možnost vytvoření předpětí, díky kterému se zvýší tuhost a přesnost stroje, a potlačení vzniku trhavých pohybů.

Výrobci používají obvykle dvě provedení profilu drážky pro odvalování kuliček a šroubu matice. První je častěji používaný gotický profil (obrázek 3.6), druhý je profil kruhový (obrázek 3.7), který je sice jednoduše vyrobitelný, má však nižší účinnost.[14]

Jmenovitý průměr, stoupání, otáčkový faktor, únosnost, tuhost, trvanlivost, pasivní odpor a účinnost jsou nejdůležitější parametry kuličkového šroubu.[15]



Obrázek 3.6: Gotický profil drážky [16]



Obrázek 3.7: Kruhový profil drážky [16]

Důležitým aspektem je také správná volba uložení konců šroubu, které se dělí na tři základní typy, pevné (obrázek 3.8), volné (obrázek 3.9) a letmé s kombinací axiálního nebo radiálního uložení. Na současném trhu je několik provedení ložiskových domečků, které jsou přímo určené pro upevnění kuličkových šroubů. Například česká společnost HIWIN s.r.o. nabízí širokou škálu ložiskových domečků, ale i samotné kuličkové šrouby, matice a veškeré ostatní příslušenství.



Obrázek 3.8: Pevné uložení kuličkového šroubu společnosti HIWIN [17]

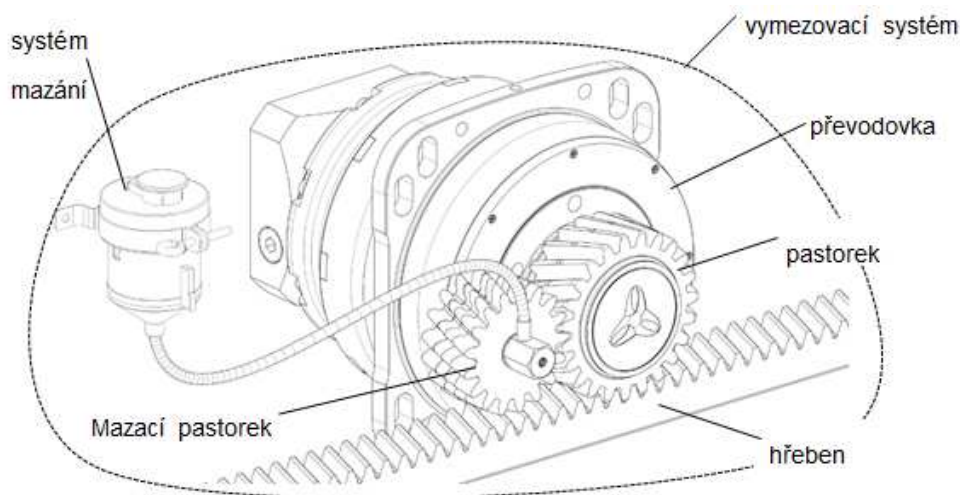


Obrázek 3.9: Volné uložení kuličkového šroubu společnosti HIWIN [17]

3.2. LINEÁRNÍ POSUVOVÁ SOUSTAVA

Pastorek a hřeben

Ozubené hřebeny s pastorky se používají jako alternativa kuličkových šroubů. Tento princip pohonu má možnost teoreticky neomezené délky lineárního pohybu, proto se používá pro dlouhé zdvihy. Oproti kuličkovému šroubu s maticí má menší převod, lepší účinnost a menší tuhost. Princip této posuvové soustavy ilustruje obrázek 3.10. Firma WITTENSTEIN alpha se tento typ posuvu specializuje a nabízí tři kategorie, které se liší především svými maximálními silami a rychlostmi, které je pohon schopný přenést. [1]

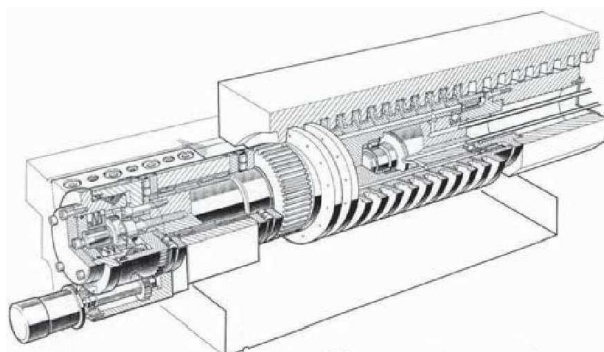


Obrázek 3.10: Hlavní části posuvové soustavy pastorku s hřebenem [18]

Šnek a hřeben

Tento mechanismus se používá zejména u velkých obráběcích strojů. Má řadu výhod jako je vysoká tuhost, malé tření a tím i malé opotřebení, dokonce menší než u kuličkových šroubů. Délka šneku bývá rovna asi osm až deset roztečí.

Pro posuvové soustavy s požadovanou vysokou hodnotou převodového poměru se dá použít hydrostatický šnekový hřeben (obrázek 3.11) například u větších portálových frézek. Nízké tření je uskutečněno pomocí ozubené šnekové tyče s kapsami, do kterých je pod tlakem přiváděn olej. [1]



Obrázek 3.11: Hydrostatický šnek a šnekový hřeben [1]

3.2.2. Vedení

Vedení je soustava ploch, na které se stýká pohyblivá část stroje s nepohyblivou, a která má zaručovat pohyb pro geometricky přesné dráze. Skládá se většinou z profilové kolejnice, vozíku, valivého elementu a těsnění. Na vodící plochy vedení klademe následující všeobecné požadavky:

- vedení má vykazovat vysokou statickou a dynamickou tuhost
- musí mít takovou přesnost, aby odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru dráhy byly v určitých mezích, dané podle přesnosti stroje
- odolné proti opotřebení, tzn. musí být zvolen vhodný materiál stykových ploch
- možnost vymezení vůle vzniklé opotřebením
- výborná jakost povrchu, pro snížení součinitele tření a tím i snížení odporu proti pohybu a opotřebení
- ochrana proti vniku nečistot
- mazání, aby ztráty pohybu a opotřebení byly co nejmenší
- jednoduchý tvar se zřetelem na snadnou výrobu

[1]

Valivé vedení

S rostoucími nároky na dokonalou plynulost a dosažení co nejmenšího rozptylu velikosti dráhy při najíždění na požadovaný rozměr, se v nedávné době tento typ vedení začal používat, u nejpřesnějších strojů. Jeho výhody a nevýhody jsou:

výhody

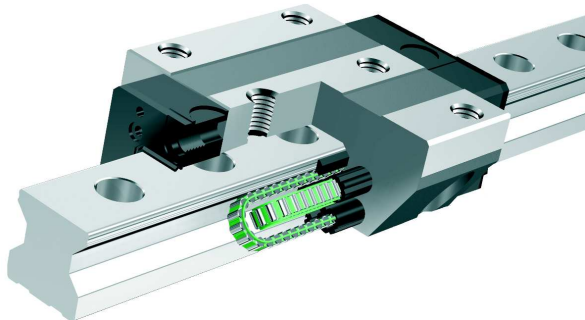
- menší součinitel tření a nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu, což vede k eliminaci trhavých pohybů
- minimální opotřebení a vysoká životnost
- možnost vymezení vůle a předepnutí
- vysoká přesnost pohybu i při malých pohybech

nevýhody

- náročnost na přesnost výroby a tím i vyšší cena
- větší rozměry než u kluzného vedení
- menší schopnost útlumu chvění

3.2. LINEÁRNÍ POSUVOVÁ SOUSTAVA

Valivé vedení (obrázek 3.13) můžeme rozdělit podle druhu valivého elementu, nebo podle délky zdvihu. Kuličková mají menší únosnost a konstrukční provedení vyžaduje obložit plochy vedení kalenými ocelovými lištami s ohledem na bodový styk. Válečkové s omezenou délkou zdvihu má nejčastější použití i pro dobrou tuhost a přesnost, někdy se dělají i duté, což má ale za následek snížení tuhosti. Jehlová se používají jako provedení s prizmatickým vedením. U vedení s omezenou délkou zdvihu je zdvih omezen, neboť klec s valivými elementy vykoná zdvih rovný polovině pracovního zdvihu. Při vedení s neomezenou délkou zdvihu se posuvový může vozík pohybovat po celé délce, to je umožněno pomocí tzv. valivých hnízd, tuto možnost ilustruje obrázek 3.12. [1], [4]



Obrázek 3.12: Valivé válcové vedení [19]

Obrázek 3.13: Rozklad valivého vedení [20]

Kluzné vedení

Tato vedení můžeme podle třecích poměrů, které v nich dominují na hydrostatická a hydrodynamická, a podle typu vodící plochy na válcová (obrázek 3.14), plochá, rybínovitá a prizmatická.

Hydrodynamické vedení má svůj název od toho, že mazací olej přiváděný mezi pohyblivé části vedení vytvoří mazací film až za pohybu. Při konstrukci tohoto vedení je nutno věnovat pozornost vhodné volbě materiálu, kvalitě opracování a tvaru vodících ploch.

U hydrostatického vedení je olej přiváděn mezi vodící plochy pod tlakem, to vede ke snížení součinitele tření i při větších rychlostech. Dále se vyznačuje vysokou tuhostí vedení, vysokou tlumicí schopností ve směru kolmém na vodící plochy a prakticky žádným opotřebením. Na druhou stranu je potřeba zajistit velkou tuhost částí vedení, aby tloušťka filmu byla stále stejná o délce i šířce vodících ploch. [1]



Obrázek 3.14: Kluzné válcové vedení [21]

3.2.3. Lineární odměřování polohy

Odměřování polohy slouží k přesnému polohování celého stroje, nejdůležitější součástí je snímač polohy, který se podílí na výsledné kvalitě a přesnosti pohybu. Základní rozdělení odměřování ilustruje obrázek 3.15.

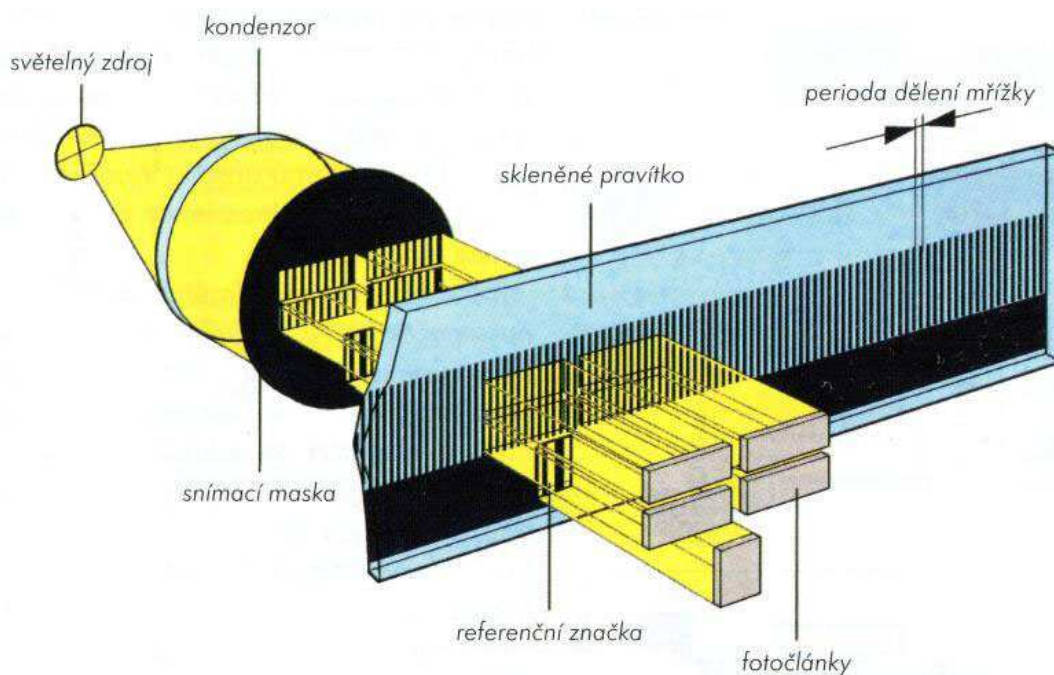
Lineární odměřování polohy		
druh odměřovacího signálu	způsoby	druh získané informace
• fotoelektrické • indukční • magnetické • laserové	• přímé • nepřímé	• inkrementální • absolutní

Obrázek 3.15: Rozdělení lineárního odměřování polohy [1]

U přímého odměřování snímač snímá skutečnou polohu stolu. Jezdec pravítka je spojen s pohybující se částí posuvové souřadnice. Při použití nepřímého odměřování využíváme buď rotačního odměřování polohy, u kterého je snímač napojený přímo na konec kuličkového šroubu, nebo signálu z odměřování vestavěného do AC servomotoru.

Inkrementální odměřování polohy v sobě neuchovává informaci o poloze, kde se posouvající část nachází. Z tohoto důvodu musí stroj při vypnutí nebo výpadku elektrické energie najet do tzv. referenčního bodu. Na druhé straně absolutní odměřování si tuto informaci o poloze uchovává a není nutné referovat.

Princip odměřování pomocí fotoelektrického signálu ukazuje obrázek 3.16. [1]



Obrázek 3.16: Fotoelektrický princip se skleněným pravítkem [1]

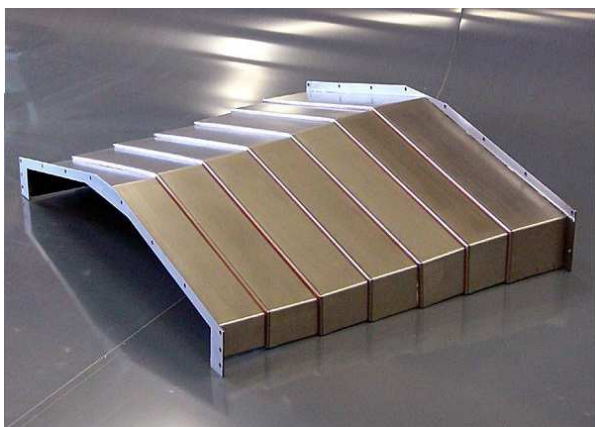
3.2. LINEÁRNÍ POSUVOVÁ SOUSTAVA

3.2.4. Ochrana vedení

Pro správnou funkčnost stroje je potřeba ochránit důležité části jako vodící plochy, kuličkové šrouby a jiné, aby nedošlo k jejich opotřebení a nakonec i k zadření. Dva nejpožívanější typy krytů, pro zamezení vniku nečistot do posuvového mechanismu, jsou teleskopické kryty a skládané měchy.

Teleskopické kryty (Obrázek 3.17) se vyrábí z ocelových nebo nerezových plechů. Skládají se z několika do sebe zasunutých dílů, které brání vniknutí nečistot do posuvového mechanismu. Nevýhodou může být vyšší hmotnost.

Varianta krytování s menší hmotností je použití skládaných měchů (Obrázek 3.18), které jsou vhodné pro části stroje pohybující se s vyššími rychlostmi a zrychleními. Vyrábí se z vícevrstvých umělých tkanin nebo pryže v různých tvarech. [1], [22]



Obrázek 3.17: Teleskopický kryt [22]



Obrázek 3.18: Skládané měchy [1]

Další částí, kterou je potřeba zakrýt, je přívod zdrojů energie jako např. mazání, elektřina, hydraulika, tlakový vzduch. K tomuto účelu se používají energetické nosiče (Obrázek 3.19). Při jejich výběru musíme brát v úvahu zdvih, zástavbové rozměry, poloměr ohybu a zatížení. [1]



Obrázek 3.19: Energetický nosič [23]

3.3. Pohon

V současné době se pro pohon obráběcích strojů nejčastěji používá pohon hydraulický (Obrázek 3.20) a elektrický (Obrázek 3.21). Zde budou uvedeny jen základní, charakteristické vlastnosti těchto pohonů, zejména z hlediska jejich využití pro dané podmínky.

Hydromotor

- malá hmotnost pohonu vzhledem k instalovanému výkonu
- malé setrvačné hmoty a tím možnost vysokých změn rychlosti
- vysoký regulační rozsah
- možnost regulace při konstantním momentu, výkonu nebo kombinovaně
- vysoké otáčky
- nižší účinnost, provozní náročnost, vznik a přenos tepla, opotřebení a tím nižší životnost

Elektromotor

- vysoká provozní spolehlivost a životnost
- dobrá účinnost
- relativně malý vývin tepla
- relativně velké rozměry a vysoké momenty setrvačnosti
- dobré dynamické vlastnosti
- minimální změna velikosti otáček při změně zatížení
- možnost častého spínání

[4]



Obrázek 3.20: Hydromotor [24]



Obrázek 3.21: Elektromotor [25]

4. Volba základních parametrů frézky

Parametry volím na základě analýzy trhu, která je v kapitole 2. Všechny zde uvedené frézky byly konstruovány na obrábění měkkých materiálů jako je hliník, plasty a další. V oblasti malých frézek obrábějících ocel je již výběr menší, z tohoto důvodu bude výsledná frézka konstruována pro obrábění oceli.

Pro volbu typu konstrukce je klíčová celková tuhost, kterou má zpravidla větší uzavřená konstrukce, proto volím nosnou soustavu jako portálovou, která se rovněž vyznačuje menšími rozměry hlavně v ose Z.

Maximální hmotnost obrobku bude vycházet z pracovního prostoru, který bude přibližně 500 x 550 x 150 mm, samozřejmě je potřeba započítat prostor pro upnutí obrobku a také brát ohled na to, že vřeteno kvůli své šířce nedosáhne do krajních poloh. To nám nechává přibližně 400 x 450 x 150 mm maximální prostor obrobku, nejtěžší obráběný materiál bude ocel, takže celková hmotnost maximálního obrobku bude 200 Kg.

Rychlost pracovního posuvu je zvolena na 5000 mm/min a rychlost rychloposuvu na 10000 mm/min, což by mělo pro běžnou práci stačit.

Rozsahy posuvů v příslušných osách volím následující: v ose X bude rozsah posuvu přibližně roven šířce pracovního prostoru, v ose Y se bude rozsah rovnat součtu hloubky pracovního prostoru a prostoru, který je vymezen pro ustavení vyměnitelných nástrojů, a v ose Z volím rozsah 200 mm.

Celkové rozměry jsou zvoleny a zapsány v tabulce 4.1, hodnota výšky je započítána i s konstrukcí, která bude výsledný stroj držet.

Stůl bude provedený s T drážkami pro možnost upnutí obrobku pomocí upínek nebo svěráku.

Tabulka 4.1: Zvolené parametry frézky

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	5000 mm/min
Rychloposuv	10000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	500 × 550 mm
Rozměry (š × h × v)	1000 × 1200 × 1800 mm
Rozsah posuvu v ose X	700 mm
Rozsah posuvu v ose Y	800 mm
Rozsah posuvu v ose Z	200 mm
Hmotnost obrobku	200 Kg
Plocha pracovního stolu	T-drážky

4. VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ FRÉZKY

Pro frézování oceli volím nástroj 12A3R018A12-SAD07D-C s použitými destičkami ADMX 070202SR-M z materiálu 8230 a pro hliník nástroj 25A2R042B25-SAD16E-C s destičkami ADEX 160604FR-FA z materiálu M0315, parametry jsou v tabulce 4.2. [26]

Tabulka 4.2: Parametry zvolených nástrojů [26]

Materiál	Parametry	Hrubování	Dokončování	Jednotky
Ocel	Průměr nástroje	$D_c = 12$		mm
	Počet zubů nástroje	$Z = 3$		-
	Nástrojový úhel čela	$\gamma_0 = 21$		°
	Nástrojový úhel ostří	$\kappa = 90$		°
	Řezná rychlost	$v_c = 250$	$v_c = 300$	$m \cdot min^{-1}$
	Posuv na zub	$f_z = 0,12$	$f_z = 0,12$	mm
	Šířka záběru	$a_e = 12$	$a_e = 12$	mm
	Hloubka záběru	$a_p = 5$	$a_p = 1$	mm
Hliník	Průměr nástroje	$D_c = 25$		mm
	Počet zubů nástroje	$Z = 2$		-
	Nástrojový úhel čela	$\gamma_0 = 27$		°
	Nástrojový úhel ostří	$\kappa = 90$		°
	Řezná rychlost	$v_c = 500$	$v_c = 1000$	$m \cdot min^{-1}$
	Posuv na zub	$f_z = 0,2$	$f_z = 0,18$	mm
	Šířka záběru	$a_e = 12$	$a_e = 12$	mm
	Hloubka záběru	$a_p = 4$	$a_p = 1$	mm

Tabulka 4.3: Hodnoty materiálových konstant [3]

Materiál	Specifikace	Parametry
Ocel	Měrný řezný odpor	$K_{cl} = 1500 \text{ MPa}$
	Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,25$
Hliník	Měrný řezný odpor	$K_{cl} = 750 \text{ MPa}$
	Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,25$

Další výpočty budou vztaženy k nejvíce zatěžujícímu způsobu frézování, kterým je hrubování oceli.

5. Základní řezné parametry

Nejdříve je potřeba vypočítat základní řezné parametry. Celý výpočet bude probíhat dle literatury. [6]

Otáčky nástroje:

$$n_c = \frac{1000 \cdot v_c}{D_c \cdot \pi} = \frac{1000 \cdot 250}{12 \cdot \pi} = 6631 \text{ min}^{-1} \quad (5.1)$$

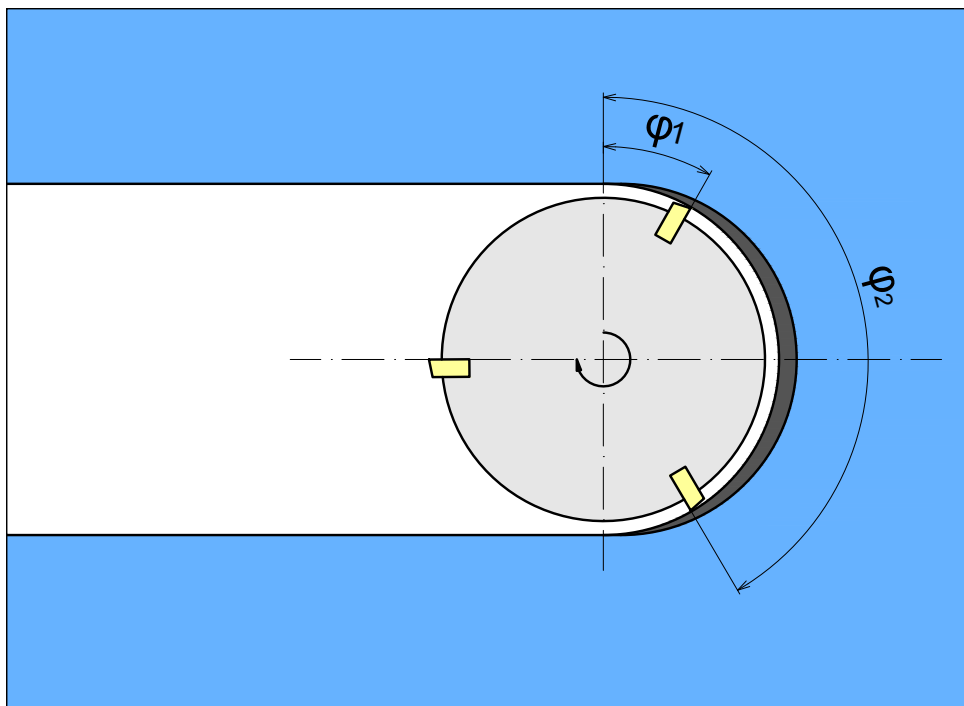
Rychlost posuvu:

$$v_f = n_c \cdot Z \cdot f_z = 6631 \cdot 3 \cdot 0,12 = 2387 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (5.2)$$

Úhly zubů v záběru φ_i pro i-tý zub v záběru:

$$\varphi_1 = 30^\circ$$

$$\varphi_2 = 150^\circ$$



Obrázek 5.1: Schématické znázornění rozložení zubů frézy

Jmenovitý průřez třísky A_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$A_{D1} = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi_1) = 0,12 \cdot 5 \cdot \sin(30^\circ) = 0,3 \text{ mm}^2 \quad (5.3)$$

$$A_{D2} = f_z \cdot a_p \cdot \sin(\varphi_2) = 0,12 \cdot 5 \cdot \sin(150^\circ) = 0,3 \text{ mm}^2 \quad (5.4)$$

Jmenovitá tloušťka třísky h_{Di} pro i-tý zub v záběru:

$$h_{D1} = f_z \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin(\varphi_1) = 0,12 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(30^\circ) = 0,06 \text{ mm} \quad (5.5)$$

$$h_{D2} = f_z \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin(\varphi_2) = 0,12 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(150^\circ) = 0,06 \text{ mm} \quad (5.6)$$

5. ZÁKLADNÍ ŘEZNÉ PARAMETRY

Měrný řezný odpor při daném způsobu obrábění k_{ci} pro i -tý zub v záběru:

$$k_{c1} = \frac{k_{cI}}{h_{D1}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1500}{0,06^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{21^\circ}{100}\right) = 2394,3 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

$$k_{c2} = \frac{k_{cI}}{h_{D2}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1500}{0,06^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{21^\circ}{100}\right) = 2394,3 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

Řezná síla F_{Ci} pro i -tý zub v záběru:

$$F_{c1} = A_{D1} \cdot k_{c1} = 0,3 \cdot 2394,3 = 718,3 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$F_{c2} = A_{D2} \cdot k_{c2} = 0,3 \cdot 2394,3 = 718,3 \text{ N} \quad (5.10)$$

Celková řezná síla:

$$F_c = F_{c1} + F_{c2} = 718,3 + 718,3 = 1437 \text{ N} \quad (5.11)$$

Krouticí moment na nástroji při frézování:

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_c}{1000 \cdot 2} = 1437 \cdot \frac{12}{1000 \cdot 2} = 8,62 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.12)$$

Řezný výkon při frézování:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{1437 \cdot 250}{6 \cdot 10^4} = 5,99 \text{ kW} \quad (5.13)$$

Tabulka 5.1: Řezné parametry

Specifikace	Parametry
Celková řezná síla	$F_c = 1437 \text{ N}$
Krouticí moment	$M_k = 8,62 \text{ N} \cdot \text{m}$
Řezný výkon	$P_c = 5,99 \text{ kW}$

6. Návrh posuvové soustavy v ose X

Osa X je posun saní s vřeteníkem v horizontálním směru. Hmotnost přesouvaných hmot, je zjištěná od kolegy konstruující tyto části a bude se rovnat součtu těchto částí. Posuvová rychlost a čas rozběhu jsou hodnoty zvolené, nacházející se v tabulce 6.1. Statická axiální síla bude rovna řezné síle vypočítané v předchozí kapitole.

Tabulka 6.1: Výpočtové parametry v ose X

Specifikace	Parametry
Hmotnost přesouvaných hmot	$m_s = 45 \text{ Kg}$
Posuvová rychlost	$v_p = 0,083 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Čas rozběhu	$t_r = 0,1 \text{ s}$
Celková řezná síla	$F_c = 1437 \text{ N}$

Pro pohyb v ose X volím kuličkový šroub, vyznačující se svojí vysokou účinností, minimálním oteplováním při pohybu a možností vyvození předpětí. Šroub bude od společnosti HIWIN o průměru 16 mm, a nepodepřené délce 679 mm. Opracování konců hřídelů bude z jedné strany pro volné uložení a bude použit domeček BF - 12, z druhé strany bude konec hřídele opracován pro pevné uložení s použitím domečku BK - 12. Dále bude použita jednoduchá matice R16-05B1-SSV typ kostka, která se vyznačuje svými malými rozměry. [17]

Tabulka 6.2: Parametry zvoleného kuličkového šroubu v ose X [17]

Specifikace	Parametry
Jmenovitý průměr KŠ	$d_s = 16 \text{ mm}$
Malý průměr KŠ	$d_k = 12,9 \text{ mm}$
Stoupání KŠ	$P = 5 \text{ mm}$
Statická tuhost KŠ	$C_0 = 12260 \text{ N}$
Dynamická tuhost KŠ	$C_{dyn} = 6790 \text{ N}$
Celková délka KŠ	$l = 741 \text{ mm}$
Nepodepřená délka šroub. části KŠ	$l_k = 679 \text{ mm}$
Koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05$
Koeficient uložení	$k_d = 1,88$
Dovolený otáčkový faktor	$D_{nmax} = 70000$

6.1. Kontrola stanovená výrobcem

Jako první bude vybraný kuličkový šroub zkontrolován podle výpočtu stanoveným výrobcem v katalogu. Bude se skládat z kontroly maximálních otáček, vzpěrné tuhosti, otáčkového faktoru a životnosti. [17]

Kontrola maximálních otáček

Otáčky KŠ při posuvu v ose X:

$$n_{ks} = \frac{v_p}{P} = \frac{5000}{5} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (6.1)$$

Kritické otáčky KŠ v ose X:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{12,9}{679^2} \cdot 10^8 = 5260 \text{ min}^{-1} \quad (6.2)$$

Maximální přípustné otáčky KŠ v ose X:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 5260 \cdot 0,8 = 4208 \text{ min}^{-1} \quad (6.3)$$

Kontrola maximálních otáček:

$$n_{ks} < n_{max} \quad (6.4)$$

$$1000 \text{ min}^{-1} < 4208 \text{ min}^{-1}$$

vyhovující

Kontrola vzpěrné tuhosti

Statická axiální síla působící na šroub v ose X:

$$F_{sa} = F_C = 1437 \text{ N} \quad (6.5)$$

Maximální teoretická dovolená axiální síla:

$$F_k = K_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{12,9^4}{679^2} \cdot 10^5 = 12313 \text{ N} \quad (6.6)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 12313 \cdot 0,5 = 6157 \text{ N} \quad (6.7)$$

Zrychlení šroubu v ose X:

$$a = \frac{v_p}{1000 \cdot 60 \cdot t_r} = \frac{5000}{1000 \cdot 60 \cdot 0,1} = 0,833 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (6.8)$$

Dynamická axiální síla působící na šroub v ose X:

$$F_{da} = m_s \cdot a = 45 \cdot 0,833 = 37 \text{ N} \quad (6.9)$$

6.1. KONTROLA STANOVENÁ VÝROBCEM

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_{sa} < F_{kmax} \quad (6.10)$$

$$1437 \text{ N} < 6157 \text{ N}$$

vyhovující

$$F_{da} < F_{kmax} \quad (6.11)$$

$$37 \text{ N} < 6157 \text{ N}$$

vyhovující

Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor v ose X:

$$D_n = n_{ks} \cdot d_s = 1000 \cdot 16 = 16000 \quad (6.12)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n < D_{nmax} \quad (6.13)$$

$$16000 < 70000$$

vyhovující

Kontrola životnosti

Životnost KŠ v otáčkách:

Kde F_m je střední zatížení a je rovno polovině řezné síly

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{6790}{718,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 844 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (6.14)$$

Životnost KŠ v hodinách:

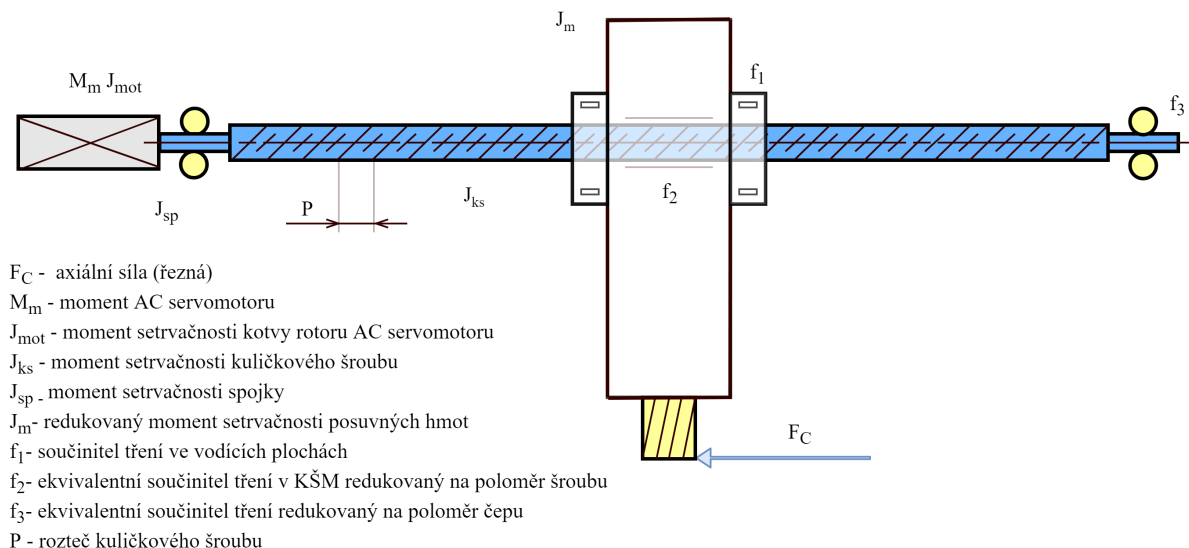
Kde n_m jsou střední otáčky a jsou rovny polovině otáček KŠ při posuvu v ose X

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{6790}{718,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 28132 \text{ h} \quad (6.15)$$

Tato životnost by se měla pohybovat ve stejných hodnotách jako životnost celého stroje, a ta se podle literatury [5] obvykle pohybuje v rozmezí 7200 až 19200 hodin, z tohoto hlediska je životnost zvoleného kuličkového šroubu mírně předimenzovaná. Z důvodu nedostatečných maximálně dovolených otáček, při použití menšího šroubu, bude tento kuličkový šroub ponechán. Rovněž se musí počítat s tím, že stroj bude frézovat i hliník s dvojnásobnou posuvovou rychlostí, tudíž se otáčky zdvojnásobí, stejně tak i v případě rychloposuvu.

6.2. Volba pohonu posuvové soustavy v ose X

Tato část bude obsahovat výpočet pro volbu pohonu, pro posuvovou soustavu v ose X. Na obrázku 6.1 je znázorněn výpočtový model. Jako motor volím střídavý synchronní servomotor s brzdou a resolverem, který slouží k odměřování polohy rotoru. S kuličkovým šroubem bude spojen pomocí pružné spojky. [28]



Obrázek 6.1: Model posuvové soustavy v ose X [1]

Tabulka 6.3: Parametry pro návrh pohonu v ose X [1]

Specifikace	Parametry
Součinitel tření na vodících plochách ve vedení	$f_1 = 0,005$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr	$f_2 = 0,003$
Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	$f_3 = 0,003$
Účinnost ložisek	$\eta_l = 0,92$
Účinnost KŠM	$\eta_s = 0,92$
Účinnost vedení	$\eta_v = 0,98$
Střední průměr KŠ	$d_{st} = 14,45 \text{ mm}$

Výpočet minimálního potřebného momentu motoru podle statiky [1]

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_l \cdot \eta_s \cdot \eta_v = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,829 \quad (6.16)$$

Minimální potřebný moment podle statiky

$$M_{ms} = \frac{F_c \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{1437 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 1,38 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.17)$$

6.2. VOLBA POHONU POSUVOVÉ SOUSTAVY V OSE X

Podle kinematického hlediska předběžně volím servomotor společnosti Raveo AKM - 41H o jmenovitém momentu 1,99 Nm a jmenovitých otáčkách 1000 min^{-1} [29]

Výpočet minimálního potřebného momentu motoru podle dynamiky [1]

Tabulka 6.4: Momenty setrvačnosti součástí na ose X

Specifikace	Parametry
Moment setrvačnosti KŠ (z 3D modelu)	$J_{ks}=3,51 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti spojky (z 3D modelu)	$J_{sp}=1,95 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti motoru [29]	$J_{mot}=8,1 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_s \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 45 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0,000028497 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (6.18)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{sp} + J_{ks} + J_m = \quad (6.19)$$

$$= 8,1 \cdot 10^{-5} + 1,95 \cdot 10^{-5} + 3,51 \cdot 10^{-5} + 2,8497 \cdot 10^{-5} = 0,000164 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment pasivních odporů:

$$M_{GT} = \frac{m_s \cdot g \cdot f_1 \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{45 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = 0,00176 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.20)$$

Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_p = 0,35 \cdot F_c = 0,35 \cdot 1437 = 503 \text{ N} \quad (6.21)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot m_s \cdot g \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot d_s = \quad (6.22)$$

$$= \frac{503 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 45 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 0,01445 = 0,062 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,00176 + 0,062 = 0,06376 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.23)$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\epsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{0,833 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = 1047 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (6.24)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\epsilon_m = \epsilon_s = 1047 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (6.25)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \epsilon_m + M_{zdrhm} = 0,000164 \cdot 1047 + 0,06376 = 0,235 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.26)$$

Kontrola kvalitních dynamických poměrů:

$$pomer = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,000164}{8,1 \cdot 10^{-5}} = 2,02 \quad (6.27)$$

Pro kvalitní dynamické poměry by se tento poměr měl pohybovat mezi hodnotami 1,5 a 3, toho kritérium je splněno. Zvolený motor také splňuje minimální potřebný moment podle dynamiky.

6.3. Volba vedení posuvové soustavy v ose X

Jako vedení volím dvojici rovnoběžných kolejnic se dvěma vozíky na každé, použiji vedení valivé s válečky, které má větší účinnost a větší tuhost. V první části bude výpočet klopných momentů, podle kterých bude vedení zvoleno. Ve druhé části bude výpočet zatížení a životnosti vedení. Jednotlivé vzdálenosti jsou stanoveny z programu Autodesk Inventor. Výpočet bude vycházet z výpočtového schématu vedení (Obrázek 6.2). Celý výpočet je dle katalogu společnosti Hiwin. [27]

Tabulka 6.5: Parametry pro návrh vedení v ose X

Specifikace	Parametry
Tíhová síla přesouvaných hmot ($m_s \cdot g$)	$F_g=441 \text{ N}$
Celková řezná síla působící v ose X (F_c)	$F_{cx}=1437 \text{ N}$
Celková řezná síla působící v ose Y (F_c)	$F_{cy}=1437 \text{ N}$
Kroutící moment nástroj	$M_k=8,62 \text{ N} \cdot \text{m}$
Vzdálenost mezi působišťem tíhové síly a vedením	$l_g=73 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem řezné síly a vedením v ose Z	$l_{cz}=300 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem řezné síly a vedením v ose Y	$l_{cy}=120 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky	$l_v=129 \text{ mm}$

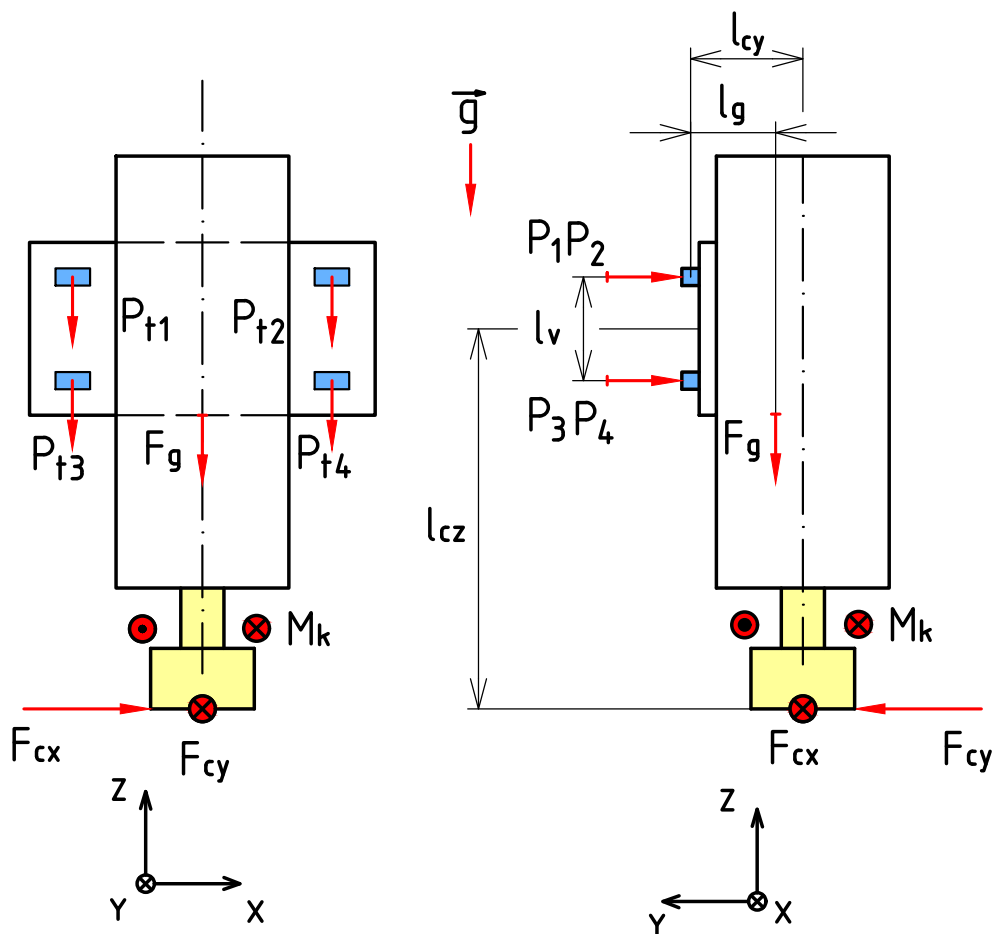
Klopný moment v ose X:

$$M_x = \frac{F_{cy} \cdot l_{cz}}{4} + \frac{F_g \cdot l_g}{4} = \frac{1437 \cdot 0,3}{4} + \frac{441 \cdot 0,073}{4} = 116 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.28)$$

Klopný moment v ose Y:

$$M_y = -\frac{F_{cx} \cdot l_{cz}}{4} = -\frac{1437 \cdot 0,3}{4} = -108 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.29)$$

6.3. VOLBA VEDENÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY V OSE X



Obrázek 6.2: Výpočtové schéma vedení

Klopný moment v ose Z:

$$M_z = \frac{F_{cx} \cdot l_{cy}}{4} + \frac{M_k}{4} = \frac{1437 \cdot 0,12}{4} + \frac{8,62}{4} = 45 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.30)$$

Těmto klopným momentům odpovídá nejmenší vozík RGH 15 CA společnosti Hiwin. [27]

Tabulka 6.6: Parametry zvoleného vedení v ose X [27]

Specifikace	Parametry
Statická únosnost	$C_{0v}=24000 \text{ N}$
Dynamická únosnost	$C_{dynv}=11300 \text{ N}$
Faktor tvrdosti	$f_H=1$
Faktor teploty	$f_T=1$
Faktor zatížení	$f_W=1,2$

Těčné zatížení vozíků:

$$P_{t1} = P_{t2} = P_{t3} = P_{t4} = \frac{F_g}{4} = \frac{441}{4} = 110 \text{ N} \quad (6.31)$$

Radiální zatížení vozíku 1 a 2:

$$P_1 = P_2 = \frac{F_g \cdot l_g}{2 \cdot l_v} + \frac{F_{cy} \cdot l_{cz}}{2 \cdot l_v} = \frac{441 \cdot 0,073}{2 \cdot 0,129} + \frac{1437 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,129} = 1796 \text{ N} \quad (6.32)$$

Radiální zatížení vozíku 3 a 4:

$$P_3 = P_4 = -\frac{F_g \cdot l_g}{2 \cdot l_v} - \frac{F_{cy} \cdot l_{cz}}{2 \cdot l_v} = -\frac{441 \cdot 0,073}{2 \cdot 0,129} - \frac{1437 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,129} = -1796 \text{ N} \quad (6.33)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = P_{t1} + P_1 = 110 + 1796 = 1906 \text{ N} \quad (6.34)$$

Statický bezpečnostní faktor:

$$f = \frac{C_{0v}}{P_E} = \frac{24000}{1906} = 12,6 \quad (6.35)$$

Nominální životnost v metrech:

$$L_v = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynv}}{f_W \cdot P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 11300}{1,2 \cdot 1906} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 = 21 \cdot 10^6 \text{ m} \quad (6.36)$$

Životnost v hodinách:

$$L_{hv} = \left(\frac{C_{dynv}}{P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100000}{60 \cdot v_p} = \left(\frac{11300}{1906} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100000}{60 \cdot 5} = 126 \cdot 10^3 \text{ h} \quad (6.37)$$

Podle vypočtené hodnoty životnosti lze usuzovat, že je zvolené vedení značně předimenzované, zvolení menšího vedení by ovšem vedlo k nedostačujícím hodnotám klopných momentů v jednotlivých osách. Z tohoto důvodu bude toto vedení ponecháno.

7. Návrh posuvové soustavy v ose Y

Osa Y je posun stojanů, příčnicku a saní s vřeteníkem v horizontálním směru. Hmotnost přesouvaných hmot se bude rovnat součtu těchto částí. Posuvová rychlost a čas rozběhu jsou hodnoty zvolené, nacházející se v tabulce 7.1. Statická axiální síla bude rovna řezné síle. Výpočet bude probíhat podobně jako v předchozí kapitole z katalogu společnosti Hiwin. [17]

Tabulka 7.1: Výpočtové parametry v ose Y

Specifikace	Parametry
Hmotnost přesouvaných hmot	$m_s = 136 \text{ Kg}$
Posuvová rychlost	$v_p = 0,083 \text{ m.s}^{-1}$
Čas rozběhu	$t_r = 0,1 \text{ s}$
Celková řezná síla	$F_c = 1437 \text{ N}$

Pro pohyb v ose Y volím kuličkový šroub stejně jako pro osu X. Šroub bude opět od společnosti HIWIN o průměru 16 mm, a nepodepřené délce 860 mm. Opracování konců hřídelů bude z jedné strany pro volné uložení a bude použit domeček BF - 12, z druhé strany bude konec hřídele opracován pro pevné uložení s použitím domečku BK - 12. Dále bude použita jednoduchá matice R16-05B1-SSV typ kostka. [17]

Tabulka 7.2: Parametry zvoleného kuličkového šroubu v ose Y [17]

Specifikace	Parametry
Jmenovitý průměr KŠ	$d_s = 16 \text{ mm}$
Malý průměr KŠ	$d_k = 12,9 \text{ mm}$
Stoupání KŠ	$P = 5 \text{ mm}$
Statická tuhost KŠ	$C_0 = 12260 \text{ N}$
Dynamická tuhost KŠ	$C_{dyn} = 6790 \text{ N}$
Celková délka KŠ	$l = 922 \text{ mm}$
Nepodepřená délka šroub. části KŠ	$l_k = 860 \text{ mm}$
Koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05$
Koeficient uložení	$k_d = 1,88$
Dovolený otáčkový faktor	$D_{namx} = 70000$

7.1. Kontrola stanovená výrobcem

Jako první bude vybraný kuličkový šroub zkontrolován podle výpočtu stanoveným výrobcem v katalogu. Bude se skládat z kontroly maximálních otáček, vzpěrné tuhosti, otáčkového faktoru a životnosti. [17]

Kontrola maximálních otáček

Otáčky KŠ při posuvu v ose Y:

$$n_{ks} = \frac{v_p}{P} = \frac{5000}{5} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (7.1)$$

Kritické otáčky KŠ v ose Y:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{12,9}{860^2} \cdot 10^8 = 3279 \text{ min}^{-1} \quad (7.2)$$

Maximální přípustné otáčky KŠ v ose Y:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 3279 \cdot 0,8 = 2623 \text{ min}^{-1} \quad (7.3)$$

Kontrola maximálních otáček:

$$n_{ks} < n_{max} \quad (7.4)$$

$$1000 \text{ min}^{-1} < 2623 \text{ min}^{-1}$$

vyhovující

Kontrola vzpěrné tuhosti

Statická axiální síla působící na šroub v ose Y:

$$F_{sa} = F_C = 1437 \text{ N} \quad (7.5)$$

Maximální teoretická dovolená axiální síla:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{12,9^4}{860^2} \cdot 10^5 = 7676 \text{ N} \quad (7.6)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 7676 \cdot 0,5 = 3838 \text{ N} \quad (7.7)$$

Zrychlení šroubu v ose Y:

$$a = \frac{v_p}{1000 \cdot 60 \cdot t_r} = \frac{5000}{1000 \cdot 60 \cdot 0,1} = 0,833 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.8)$$

Dynamická axiální síla působící na šroub v ose Y:

$$F_{da} = m_s \cdot a = 136 \cdot 0,833 = 113 \text{ N} \quad (7.9)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_{sa} < F_{kmax} \quad (7.10)$$

7.1. KONTROLA STANOVENÁ VÝROBCEM

$$1437 \text{ N} < 3838 \text{ N}$$

vyhovující

$$F_{da} < F_{kmax} \quad (7.11)$$

$$113 \text{ N} < 3838 \text{ N}$$

vyhovující

Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor v ose Y:

$$D_n = n_{ks} \cdot d_s = 1000 \cdot 16 = 16000 \quad (7.12)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n < D_{nmax} \quad (7.13)$$

$$16000 < 70000$$

vyhovující

Kontrola životnosti

Životnost KŠ v otáčkách:

Kde F_m je střední zatížení a je rovno polovině řezné síly

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{6790}{718,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 844 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (7.14)$$

Životnost KŠ v hodinách:

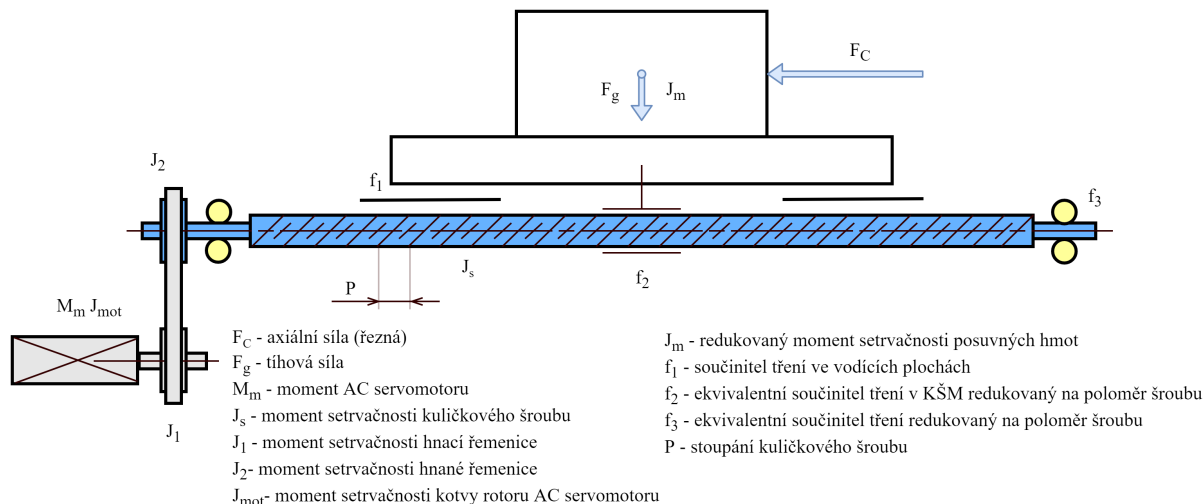
Kde n_m jsou střední otáčky a jsou rovny polovině otáček KŠ při posuvu v ose Y

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{6790}{718,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 28132 \text{ h} \quad (7.15)$$

Podle výsledné životnosti lze říci, že je kuličkový šroub opět mírně předimenzován, ale bude ponechán ze stejného důvodu jako v ose X. Maximální přípustné otáčky vyšly 2623 min^{-1} a skutečné otáčky jsou 1000 min^{-1} , pro rychloposuv a frézování hliníku budou otáčky dvojnásobné, z tohoto hlediska je zde rezerva více než 600 otáček.

7.2. Volba pohonu posuvové soustavy v ose Y

Tato část bude obsahovat výpočet pro volbu pohonu, pro posuvovou soustavu v ose Y. Na obrázku 7.1 je znázorněn výpočtový model. Jako motor opět volím střídavý synchronní servomotor s brzdou a resolverem. S kuličkovým šroubem bude spojen pomocí dvou řemenic použitých z důvodu lepší polize motorů.



Obrázek 7.1: Model posuvové soustavy v ose Y [1]

Tabulka 7.3: Parametry pro návrh pohonu v ose Y [1]

Specifikace	Parametry
Součinitel tření na vodících plochách ve vedení	$f_1 = 0,005$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr	$f_2 = 0,003$
Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	$f_3 = 0,003$
Účinnost ložisek	$\eta_l = 0,92$
Účinnost KŠM	$\eta_s = 0,92$
Účinnost vedení	$\eta_v = 0,98$
Účinnost řemenového převodu	$\eta_1 = 0,99$
Střední průměr KŠ	$d_{st} = 14,45 \text{ mm}$

Výpočet minimálního potřebného momentu motoru podle statiky [1]

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_l \cdot \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_1 = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,821 \quad (7.16)$$

Minimální potřebný moment podle statiky

$$M_{ms} = \frac{F_c \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{1437 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,821} = 1,393 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.17)$$

Pro pohon v ose Y opět volím servomotor společnosti Raveo AKM - 41H o jmenovitém momentu 1,99 Nm. Jelikož budou v ose Y motory dva, je pohon poněkud předimenzován, ale kvůli špatným dynamickým podmínkám, které nastanou pokud by se zvolil motor nižší řady s nižším momentem setrvačnosti, bude tento motor ponechán. [29]

7.2. VOLBA POHONU POSUVOVÉ SOUSTAVY V OSE Y

Výpočet minimálního potřebného momentu motoru podle dynamiky [1]

Tabulka 7.4: Momenty setrvačnosti součástí na ose Y

Specifikace	Parametry
Moment setrvačnosti KŠ (z 3D modelu)	$J_{ks}=8,84 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Moment setrvačnosti hnacích řemenic (z 3D modelu)	$J_1=1,57 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Moment setrvačnosti hnaných řemenic (z 3D modelu)	$J_2=6,62 \cdot 10^{-6} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Moment setrvačnosti motorů [29]	$J_{mot}=16,2 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-2}$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_s \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 136 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0,000086 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7.18)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_1 + J_2 + J_{ks} + J_m = \quad (7.19)$$

$$= 16,2 \cdot 10^{-5} + 1,57 \cdot 10^{-5} + 6,62 \cdot 10^{-6} + 8,84 \cdot 10^{-5} + 8,6 \cdot 10^{-5} = 0,000359 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment pasivních odporů:

$$M_{GT} = \frac{m_s \cdot g \cdot f_1 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} = \frac{136 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,99} = 0,00536 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.20)$$

Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_p = 0,35 \cdot F_c = 0,35 \cdot 1437 = 503 \text{ N} \quad (7.21)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m_s \cdot g \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot d_s}{\eta_1} = \quad (7.22)$$

$$= \frac{503 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 136 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 0,01445}{0,99} = 0,0622 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,00536 + 0,0622 = 0,06756 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.23)$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\epsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{0,833 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = 1047 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.24)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\epsilon_m = \epsilon_s = 1047 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.25)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \epsilon_m + M_{zdrhm} = 0,000359 \cdot 1047 + 0,06756 = 0,443 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.26)$$

Kontrola kvalitních dynamických poměrů:

$$pomer = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{0,000359}{16,2 \cdot 10^{-5}} = 2,22 \quad (7.27)$$

Pro kvalitní dynamické poměry by se tento poměr měl pohybovat mezi hodnotami 1,5 a 3, toto kritérium je splněno, zvolený motor vyhovuje.

7.3. Volba vedení posuvové soustavy v ose Y

Jako vedení volím stejně jako v případě osy X dvojici rovnoběžných kolejnic se dvěma vozíky na každé. V první části bude výpočet klopných momentů, podle kterých bude vedení zvoleno. Ve druhé části bude výpočet zatížení a životnosti vedení. Výpočet bude vycházet z výpočtového schématu vedení (Obrázek 7.2). Saně se budou nacházet v nejvíce zatěžující pozici, tj. v nejvzdálenější pozici od vozíků vedení. Výpočet dle katalogu Hiwin. [27]

Tabulka 7.5: Parametry pro návrh vedení v ose Y

Specifikace	Parametry
Tíhová síla přesouvaných hmot ($m_s \cdot g$)	$F_g=1334 \text{ N}$
Celková řezná síla působící v ose X (F_c)	$F_{cx}=1437 \text{ N}$
Celková řezná síla působící v ose Y (F_c)	$F_{cy}=1437 \text{ N}$
Krouticí moment nástroj	$M_k=8,62 \text{ N} \cdot \text{m}$
Vzdálenost mezi působišťem tíhové síly a vedením v ose X	$l_{gx}=428 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem tíhové síly a vedením v ose Y	$l_{gy}=34 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky	$l_v=125 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose X	$l_{vx}=758 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem řezné síly a vedením v ose Y	$l_{cy}=82 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem řezné síly a vedením v ose Z	$l_{cz}=182,5 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi působišťem řezné síly a vedením v ose X	$l_{cx}=379 \text{ mm}$

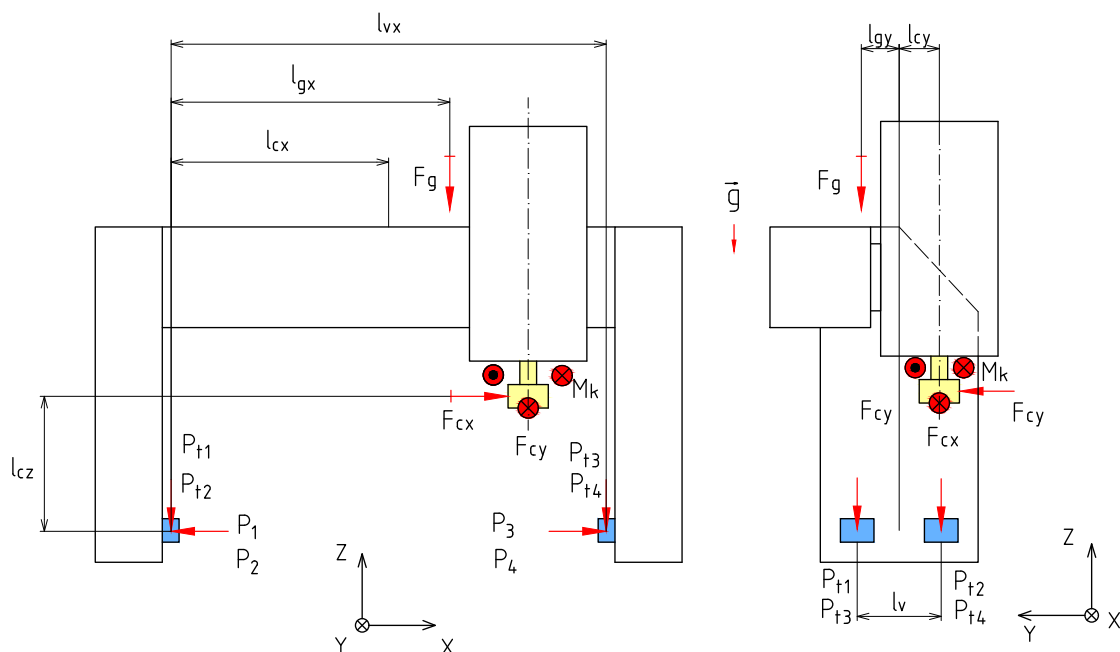
Klopný moment v ose X:

$$M_x = -\frac{F_{cy} \cdot l_{cz}}{4} - \frac{F_g \cdot l_{gy}}{4} = -\frac{1437 \cdot 0,1825}{4} - \frac{1334 \cdot 0,034}{4} = -77 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.28)$$

Klopný moment v ose Y:

$$M_y = \frac{F_{cx} \cdot l_{cz}}{4} + \frac{F_g \cdot l_{gx}}{4} = \frac{1437 \cdot 0,1825}{4} + \frac{1334 \cdot 0,428}{4} = 208 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.29)$$

7.3. VOLBA VEDENÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY V OSE Y



Obrázek 7.2: Výpočtové schéma vedení

Klopný moment v ose Z:

Moment vzniklý silou působící v ose Y, bude počítán k ramenu poloviny délky příčnicku, aby bylo započítáno namáhání všech vozíků.

$$M_z = \frac{F_{cx} \cdot l_{cy}}{4} + \frac{M_k}{4} + \frac{F_{cy} \cdot l_{cx}}{4} = \frac{1437 \cdot 0,082}{4} + \frac{8,62}{4} + \frac{1437 \cdot 0,379}{4} = 168 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.30)$$

Těmto klopným momentům odpovídá nejmenší vozík řady RGH společnosti Hiwin.

Tabulka 7.6: Parametry zvoleného vedení v ose Y [27]

Specifikace	Parametry
Statická únosnost	$C_{0v}=24000 \text{ N}$
Dynamická únosnost	$C_{dynv}=11300 \text{ N}$
Faktor tvrdosti	$f_H=1$
Faktor teploty	$f_T=1$
Faktor zatížení	$f_W=1,2$

Radiální zatížení vozíku 1 a 3:

$$P_1 = P_2 = -\frac{F_g \cdot l_{gx}}{2 \cdot l_v} - \frac{F_{cx} \cdot l_{cz}}{2 \cdot l_v} = -\frac{1334 \cdot 0,428}{2 \cdot 0,125} - \frac{1437 \cdot 0,1825}{2 \cdot 0,125} = -3333 \text{ N} \quad (7.31)$$

Radiální zatížení vozíku 2 a 4:

$$P_3 = P_4 = \frac{F_g \cdot l_{gx}}{2 \cdot l_v} + \frac{F_{cx} \cdot l_{cz}}{2 \cdot l_v} = \frac{1334 \cdot 0,428}{2 \cdot 0,125} + \frac{1437 \cdot 0,1825}{2 \cdot 0,125} = 3333 \text{ N} \quad (7.32)$$

Tečné zatížení všech vozíků:

$$P_{t1} = P_{t2} = P_{t3} = P_{t4} = \frac{F_g}{4} + \frac{F_g \cdot l_{gy}}{2 \cdot l_v} + \frac{F_{cy} \cdot l_{cz}}{2 \cdot l_{vx}} = \quad (7.33)$$

$$= \frac{1334}{4} + \frac{1334 \cdot 0,034}{2 \cdot 0,125} + \frac{1437 \cdot 0,1825}{2 \cdot 0,758} = 688 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_E = P_3 + P_{t3} = 3333 + 688 = 4021 \text{ N} \quad (7.34)$$

Statický bezpečnostní faktor:

$$f = \frac{C_{0v}}{P_E} = \frac{24000}{4021} = 6 \quad (7.35)$$

Nominální životnost v metrech:

$$L_v = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynv}}{f_W \cdot P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 11300}{1,2 \cdot 4021} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100000 = 1,71 \cdot 10^6 \text{ m} \quad (7.36)$$

Životnost v hodinách:

$$L_{hv} = \left(\frac{C_{dynv}}{P_E} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100000}{60 \cdot v_p} = \left(\frac{11300}{4021} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100000}{60 \cdot 5} = 10440 \text{ h} \quad (7.37)$$

Toto vedení je z hlediska životnosti dostatečné, životnost by se dle literatury [5] měla pohybovat v rozmezí 7200 až 19200 hodin. Statický bezpečnostní faktor by se dle výrobce měl pohybovat pro normální zatížení 1,25 až 3 a pro rázy s vibracemi 3 až 5. Vedení splňuje i tento požadavek a proto ho ponechávám. Při skutečné konstrukci, bych ale zvážil použití vedení vyšší řady. To by ovšem záleželo, zda by se výsledný stroj vyráběl sériově nebo kusově a tím i na nákladech. Při výběru vedení vyšší řady by se na výsledném stroji změnila pouze velikost drážky vymezující pozici kolejnic.

8. Návrh nosné soustavy

V této kapitole budou rozvedeny a vysvětleny výsledná řešení jednotlivých uzlů stroje, včetně důvodů zvolení příslušných variant. Celek bude tvořen z dvou hlavních částí, tou je základ stroje a portál.

Lože musí být dostatečně tuhé, musí mít malou hmotnost a být tepelně stabilní. Při návrhu byly uvažovány tři varianty, první byla udělat celé lože jako jeden odlitek, druhá jako svařenec a poslední jako odlité jednotlivé části zvlášť a následné spojení pomocí šroubového spoje. Každá tato varianta má svoje pro i proti. První by se vyznačovala vysokou tuhostí, ale kvůli relativně složitým tvarům by byla hůře vyrobitelná. Druhá by se nejspíš vyráběla lépe, ale s nižší tuhostí a velkým vnitřním pnutím. Nakonec jsem zvolil variantu poslední, která by měla splnit potřebnou tuhost a zároveň by byla nenáročná na výrobu. Konečná varianta tedy bude několik odlitých součástí z litiny sešroubovaných k sobě s tím, že u hlavních nosných součástí bude provedeno žebrování.

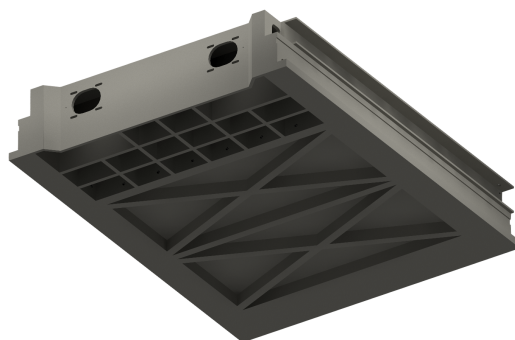
Portál bude mít stejné požadavky jako lože, nabízely se zde dvě varianty. První, udělat portál jako odlitky, u těch by ale došlo k vysoké hmotnosti a tím i zhoršení celkových vlastností stroje, jako je zvýšení celkového momentu setrvačnosti, které by vedlo ke špatným dynamickým poměrům. Z tohoto důvodu jsem zvolil druhou variantu, která byla udělat příčník se stojany jako svařence s následným smontováním.

8.1. Lože

Jak již bylo zmíněno lože bude tvořena několika odlitými litinovými částmi (Obrázky 8.1, 8.2), které budou sešroubovány k sobě. Dvě hlavní nosné části budou mít vhodné žebrování aby odpovídalo variantám žebrování, které byly zmíněny ve třetí kapitole této práce a zároveň aby je bylo možné bez problému sešroubovat. Všechny stykové plochy a plochy, ve kterých budou šroubové spoje se budou vyrábět s přídavkem na obrábění. Dále budou tyto části konstruovány, tak aby je bylo možné spojit s co největší přesností, z tohoto důvodu jsou boky tvarově tomuto požadavku uzpůsobené.



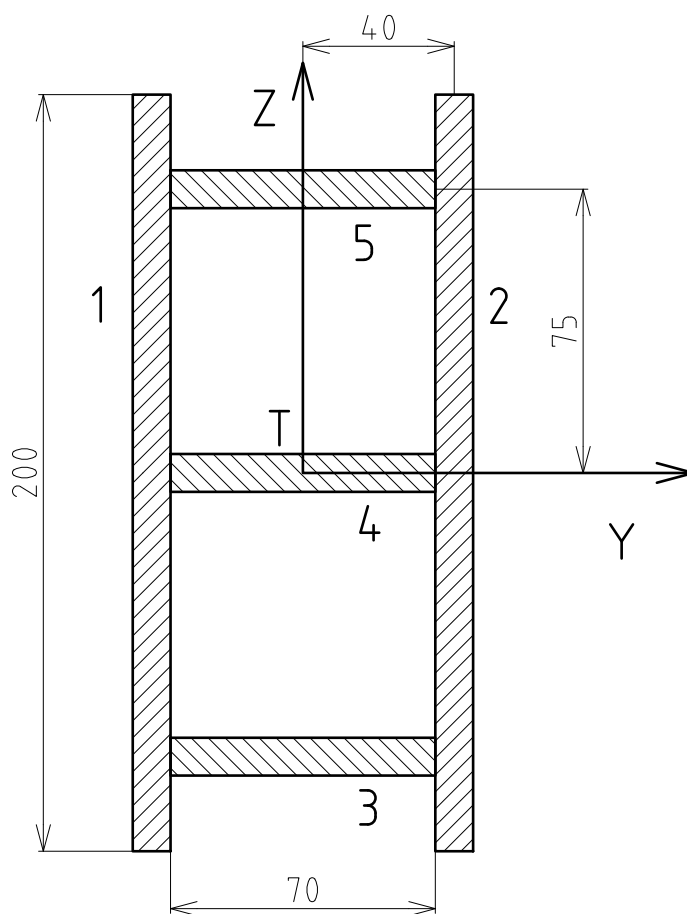
Obrázek 8.1: Lože - ze shora



Obrázek 8.2: Lože - pohled zespodu

8.2. Příčník

Příčník je konstruován jako svařenec, který je tvořen dvěma horizontálními deskami, ty budou spojeny pomocí dalších dvou desek a vyztuženy dalšími třemi vertikálními deskami. Příčník bude zatížen primárně na ohyb a dalšími méně podstatnými napětími jako je krut, tah a tlak. U této součásti bude proveden základní výpočet deformace způsobené ohybem od řezné a tíhové síly. Výpočtový model je značně zjednodušený a slouží pouze pro orientaci. Tento model bude obsahovat plně zavazbený nosník délky 720 mm zatížen osamělou silou. Svařované plechy jsou tloušťky 10 mm, další důležité hodnoty pro výpočet jsou vykresleny na obrázku 8.3.



Obrázek 8.3: Průřez příčníku

Nejdříve bude potřeba spočítat kvadratický moment průřezu s použitím Steinerovy věty. Jednotlivé hodnoty jsou uvedeny v předchozím textu a obrázku 8.3, parametr a je vzdálenost mezi těžištěm daného průřezu a příslušnou osou. Výpočet proběhne dle literatury [2].

Kvadratický moment průřezu kolem osy Y:

$$I_{YT} = I_{YT1} + I_{YT2} + I_{YT3} + I_{YT4} + I_{YT5} + S_3 \cdot a_3^2 + S_5 \cdot a_5^2 \quad (8.1)$$

8.2. PŘÍČNÍK

Nazveme-li šířku průřezu b a výšku h , pro obdélníkový průřez platí:

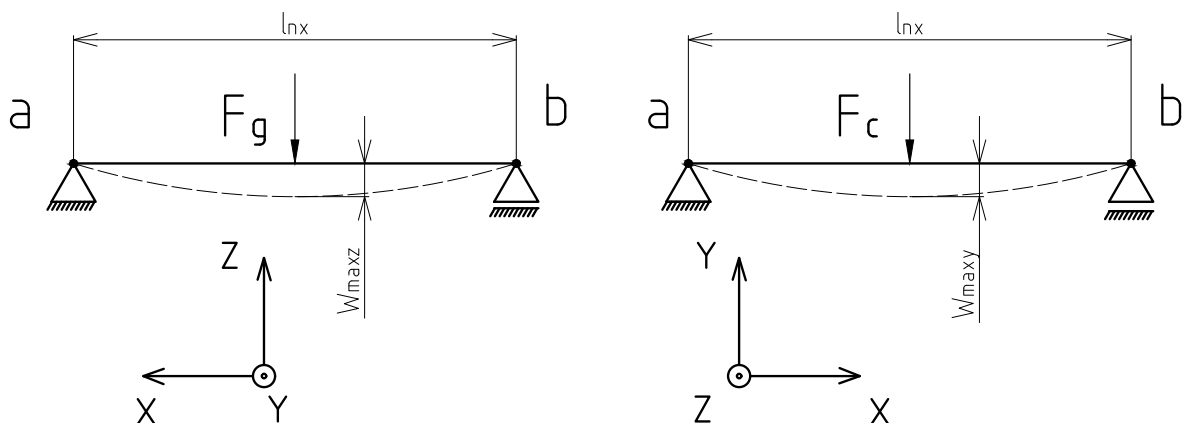
$$I_{YTi} = \frac{1}{12} \cdot b_i \cdot h_i^3 \quad (8.2)$$

Dosazením do rovnice 8.1 dostaneme následující rovnici:

$$\begin{aligned} I_{YT} &= \frac{2}{12} \cdot b_{1,2} \cdot h_{1,2}^3 + \frac{3}{12} \cdot b_{3,4,5} \cdot h_{3,4,5}^3 + b_3 \cdot h_3 \cdot a_3^2 + b_5 \cdot h_5 \cdot a_5^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot 10 \cdot 200^3 + \frac{3}{12} \cdot 70 \cdot 10^3 + 70 \cdot 10 \cdot 75^2 + 70 \cdot 10 \cdot 75^2 = 21,23 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Kvadratický moment průřezu kolem osy Z:

$$\begin{aligned} I_{ZT} &= I_{ZT1} + I_{ZT2} + I_{ZT3} + I_{ZT4} + I_{ZT5} + S_1 \cdot a_1^2 + S_2 \cdot a_2^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot h_{1,2} \cdot b_{1,2}^3 + \frac{3}{12} \cdot h_{3,4,5} \cdot b_{3,4,5}^3 + b_1 \cdot h_1 \cdot a_1^2 + b_2 \cdot h_2 \cdot a_2^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot 200 \cdot 10^3 + \frac{3}{12} \cdot 10 \cdot 70^3 + 10 \cdot 200 \cdot 40^2 + 10 \cdot 200 \cdot 40^2 = 7,29 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (8.3)$$



Obrázek 8.4: Výpočtové schéma průhybu příčnicku

Následuje výpočet maximálního průhybu, který bude v polovině délky nosníku. Pro tento výpočet bude použit vzorec, již vyjádřený z Castiglianovy věty, pro staticky určitý nosník zatížený osamělou silou ilustrovaný na obrázku 8.4.

Průhyb v ose Z: F_g je síla způsobená tíhou vřeten s vřeteníkem, E je modul pružnosti v tahu a pro ocel je 207 GPa

$$w_{maxz} = \frac{F_g \cdot l_{nx}^3 \cdot 1000}{48 \cdot E \cdot I_{YT}} = \frac{441 \cdot 0,72^3 \cdot 1000}{48 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 2,123 \cdot 10^{-5}} = 0,0008 \text{ mm} \quad (8.4)$$

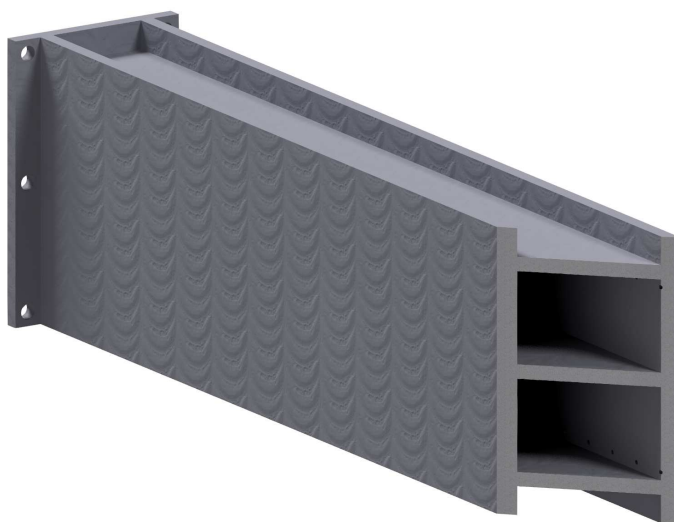
Průhyb v ose Y: V tomto případě je síla způsobující průhyb síla řezná.

$$w_{maxy} = \frac{F_c \cdot l_{nx}^3 \cdot 1000}{48 \cdot E \cdot I_{ZT}} = \frac{1437 \cdot 0,72^3 \cdot 1000}{48 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 7,29 \cdot 10^{-6}} = 0,0074 \text{ mm} \quad (8.5)$$

Příčník (Obrázky 8.5, 8.6) bude po svaření žíhán k odstranění vnitřního pnutí a poté budou obrobeny stykové plochy, vyvrtané potřebné otvory. Drážky pro vedení budou obrobeny před svařením, aby byl dosažen její požadovaný tvar. Při svařování se musí dát pozor, aby nedošlo k tepelnému ovlivnění v okolí drážek a byla tak zachována jejich přesnost.



Obrázek 8.5: Příčník

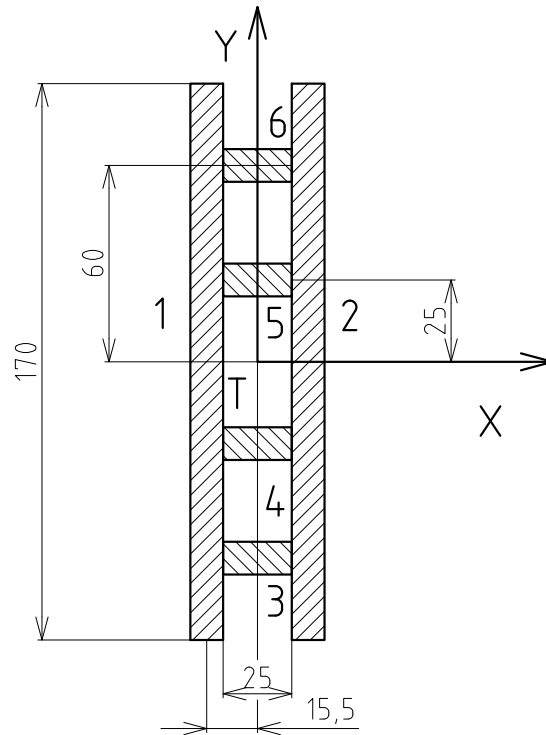


Obrázek 8.6: Příčník v řezu

8.3. Stojan

U stojanu (Obrázky 8.9, 8.10) platí to stejné jako u příčníku, tj. konstrukce svařovaná z plechů o tloušťce 10 mm, poté žíhána a nakonec obrobena. Opět bude konstrukce kontrolována na ohyb, rovněž znovu připomínám, že výpočet je pouze orientační, pro přesnější hodnoty je potřeba použít program určený k tomuto výpočtu. Výpočtový model bude vetknutý prut zatížen na konci řeznou silou. Další potřebné rozměry jsou ilustrovány na obrázku 8.7. Výpočet bude na stejném principu jako v případě výpočtu příčníku. [2]

8.3. STOJAN



Obrázek 8.7: Průřez stojanu

Kvadratický moment průřezu kolem osy X:

$$I_{XT} = I_{XT1} + I_{XT2} + I_{XT3} + I_{XT4} + I_{XT5} + I_{XT6} + 2 \cdot S_{3,6} \cdot a_{3,6}^2 + 2 \cdot S_{4,5} \cdot a_{4,5}^2 \quad (8.6)$$

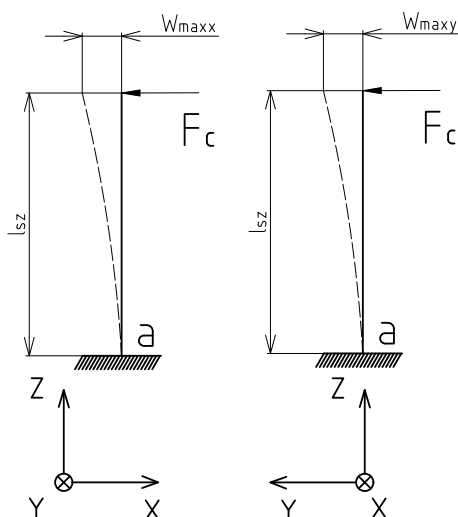
Po dosazení z rovnice 8.6

$$\begin{aligned} I_{XT} &= \frac{2}{12} \cdot b_{1,2} \cdot h_{1,2}^3 + \frac{4}{12} \cdot b_{3,4,5,6} \cdot h_{3,4,5,6}^3 + 2 \cdot b_{4,5} \cdot h_{4,5} \cdot a_{4,5}^2 + 2 \cdot b_{3,6} \cdot h_{3,6} \cdot a_{3,6}^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot 10 \cdot 170^3 + \frac{4}{12} \cdot 25 \cdot 10^3 + 2 \cdot 25 \cdot 10 \cdot 25^2 + 2 \cdot 25 \cdot 10 \cdot 60^2 = 10,31 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Kvadratický moment průřezu v ose Y:

$$\begin{aligned} I_{YT} &= I_{YT1} + I_{YT2} + I_{YT3} + I_{YT4} + I_{YT5} + I_{YT6} + 2 \cdot S_{1,2} \cdot a_{1,2}^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot h_{1,2} \cdot b_{1,2}^3 + \frac{4}{12} \cdot h_{3,4,5,6} \cdot b_{3,4,5,6}^3 + 2 \cdot b_{1,2} \cdot h_{1,2} \cdot a_{1,2}^2 = \\ &= \frac{2}{12} \cdot 170 \cdot 10^3 + \frac{4}{12} \cdot 10 \cdot 25^3 + 2 \cdot 10 \cdot 170 \cdot 15,5^2 = 8,97 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (8.7)$$

Následuje výpočet průhybu, jehož maximální hodnota bude na konci nosníku. Jelikož budou stojany dva, tak hodnota kvadratického momentu průřezu bude zdvojnásobena a dosazena do vzorce pro výpočet deformace v ohybu. Stojan bude nahrazen vetknutým



Obrázek 8.8: Výpočtové schéma průhybu stojanu

nosníkem délky 270 mm, celková délka je větší, ale kvůli spojení s příčnicíkem bude v tomto místě deformace zanedbatelná.

Průhyb v ose X:

$$w_{maxx} = \frac{F_c \cdot l_{sz}^3 \cdot 1000}{3 \cdot E \cdot I_{YT}} = \frac{1437 \cdot 0,27^3 \cdot 1000}{3 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 1,794 \cdot 10^{-6}} = 0,025 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Průhyb v ose Y:

$$w_{maxy} = \frac{F_c \cdot l_{sz}^3 \cdot 1000}{3 \cdot E \cdot I_{XT}} = \frac{1437 \cdot 0,27^3 \cdot 1000}{3 \cdot 207 \cdot 10^9 \cdot 2,062 \cdot 10^{-5}} = 0,0022 \text{ mm} \quad (8.9)$$



Obrázek 8.9: Stojan



Obrázek 8.10: Stojan v řezu

8.4. Posuvové soustavy

Posuv v ose Y (Obrázky 8.11, 8.12) je tvořen domečky, ve kterých je kuličkový šroub s maticí, na jednom konci je upevněná řemenice pomocí pera a axiálně jištěná pojistným kroužkem. Dále je na bocích lože vyfrézovaná drážka pro přesné uložení kolejnic s vozíky. Vozíky s maticí jsou dále spojeny přes stojany s celým portálem.

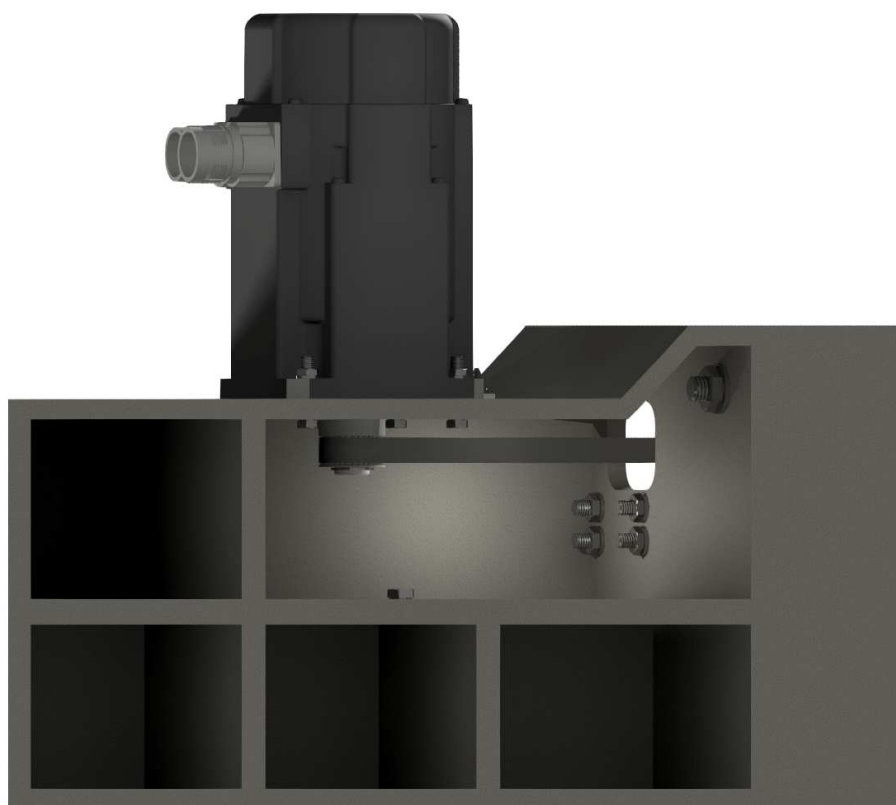


Obrázek 8.11: Posuvová soustava v ose Y

Domečky jsou spojeny s ložem pomocí šroubového spoje, tímto stejným spojem je i připojeno krytování. Další možností je krytování přišroubovat až po spojení domečku s ložem.



Obrázek 8.12: Posuvová soustava v ose Y zezadu



Obrázek 8.13: Posuvová soustava v ose Y zespodu

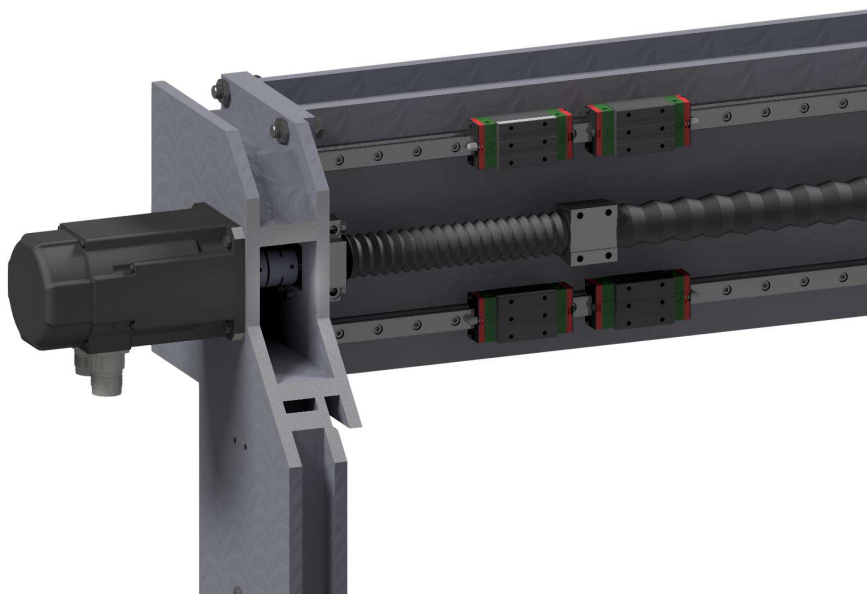
Na konci kuličkového šroubu je již zmíněná řemenice, ta je dále spojena přes ozubený řemen (Obrázek [8.13](#)) s hnací řemenicí a motorem.

8.4. POSUVOVÉ SOUSTAVY

Posuv v ose X (Obrázky 8.14, 8.15) je řešen jako přímý s pružnou spojkou, jinak je konstruován na stejném principu jako v ose Y. Při skládání je potřeba dát pozor na správný postup. Jako první se musí sešroubovat příčník s levým stojanem, ke kterému se upevní domeček se šroubem, měchem a dorazem, na druhé straně se přiloží druhý domeček, měch a doraz a ustaví se spojka, až poté se přišroubuje druhý stojan a připojí motor. Tento postup je sice složitější, ale měl by zajistit větší tuhost a přesnost ustavení domečků.



Obrázek 8.14: Posuvová soustava v ose X

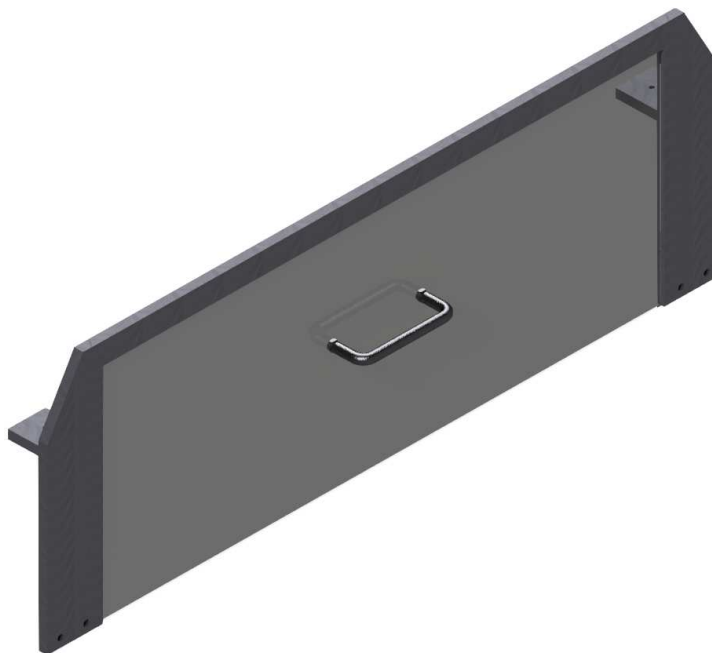


Obrázek 8.15: Posuvová soustava v ose X v řezu

8.5. Krytování

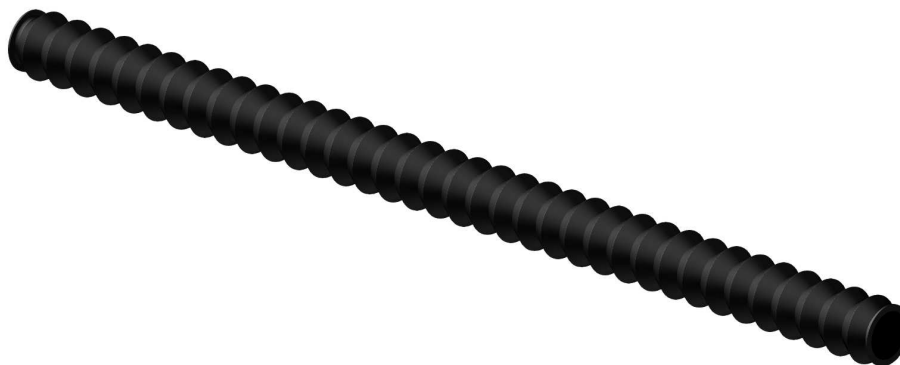
Frézování je třískové obrábění to znamená, že dochází k oddělení třísky a to za velkých rychlostí, z tohoto důvodu je zde krytování jehož úkolem není jen ochrana samotného stroje, ale i obsluhy. V této práci bude uvedeno jen základní krytování pro eliminaci způsobení úrazu obsluhy a pro udržení čistoty v důležitých částech stroje. Práce se ani z daleka nezabývá kompletním krytáním podle harmonizovaných norem, toto by se vymykalo rozsahu práce.

Jako hlavním bezpečnostním prvkem jsou již zmíněné plechy, přišroubované k loži a přední dvířka (Obrázek 8.16), která jsou udělaná jako svařenec ve kterém jsou drážky pro vedení čirého polykarbonátu. V horní části budou magnety stejně jako na polykarbonátovém štítu, ty zajistí dvířka proti otevření. Dolní pozice je vyřešena pomocí drážek.



Obrázek 8.16: Dvířka

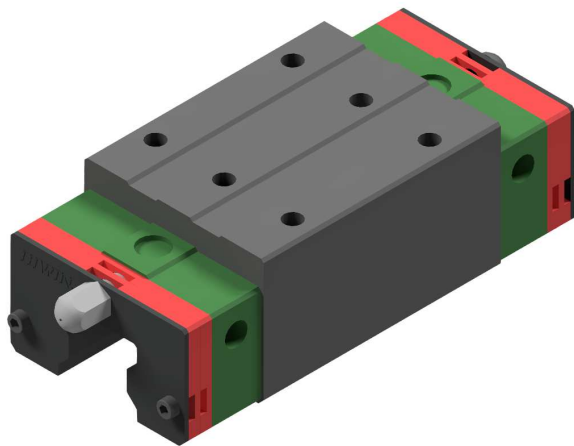
Dále je důležité zakrytovat kuličkové šrouby, toto je vyřešeno pomocí krycích měchů (Obrázek 8.17). Při volbě daného měchu je třeba počítat, že při nájezdu do krajních poloh budou tyto měchy brát určitý prostor.



Obrázek 8.17: Měch kuličkového šroubu

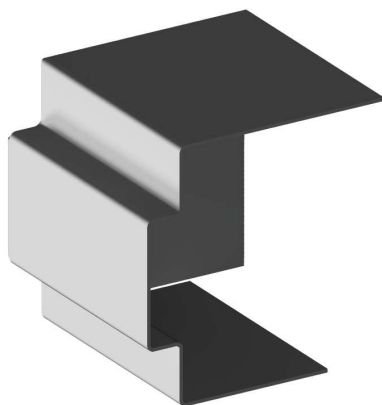
8.5. KRYTOVÁNÍ

Krytování lineárního vedení nebude potřeba z důvodu použití dvojitého koncového těsnění, plechového stěrače a spodní těsnící lišty u vozíku (Obrázek 8.18), které zaručují ochranu vedení před silnými nečistotami a velkými, horkými třískami.



Obrázek 8.18: Vozík [27]

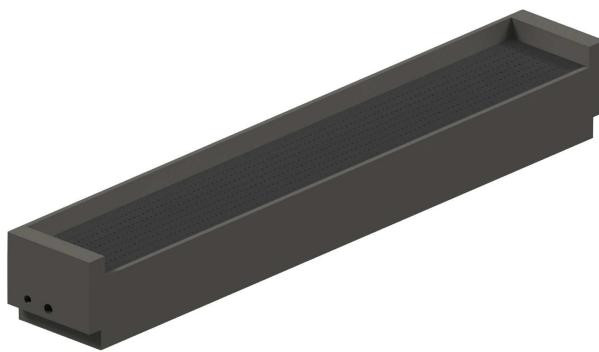
Nakonec je zde ochrana řemenic, především těch hnaných. Toto je vyřešeno pomocí jednoduchého tvarovaného plechu (Obrázek 8.19).



Obrázek 8.19: Kryt řemenic

8.6. Nosná konstrukce

Tato konstrukce bude tvořena několika svařenými jekly s deskou, na které bude výsledný stroj. Ve spodní části konstrukce je nádoba se dvěma přepady, do které bude odváděna chladicí kapalina. Kapalinový obvod bude začínat na stolu frézky, kde je první nádoba s děrovaným plechem (Obrázek 8.20), který kapalinu oddělí od největších třísek, tato nádoba musí být čas od času vyčištěná obsluhou aby nedošlo k ucpání. Z této nádrže, půjde kapalina přes potrubí do nádoby v rámu (Obrázek 8.21), kde bude pomocí přepadů oddělena od zbývajících třísek a bude vrácena do oběhu.



Obrázek 8.20: Horní nádoba



Obrázek 8.21: Nosná konstrukce

8.7. Ostatní

V této části budu hovořit o dalších součástích stroje. V první řadě to je upevnění pro automatickou výměnu nástrojů (Obrázek 8.22). Ta budou v zadní části lože.



Obrázek 8.22: Upnutí nástroje

Dále je potřeba utěsnit veškerá možná místa úniku kapaliny, jakou jsou místa kde se stýkají plechy krytování nebo okolí připevnění odvodu kapaliny v nádobě ve stroji.

Posuvové osy jsou opatřeny dorazy ve formě gumových prvků, v ose Y jsou umístěny na kuličkovém šroubu v domečcích a na ose X jsou na kolejnicích vedení, lze je vidět na obrázku celkové frézky (Obrázek 8.26).

Na posuvové soustavě v ose Y bude rovněž absolutní přímý magnetický odměřovač (Obrázek 8.23), který bude jistit chybu, která může vzniknout použitím řemenového převodu.



Obrázek 8.23: Magnetický odměřovač

Nakonec bych chtěl zmínit, že šroubové spoje, které nemají matice nebo nejsou udělány do slepé díry budou zajištěny lepidlem loctite.

8.8. Výsledné parametry frézky

Tabulka 8.1: Výsledné parametry frézky

Specifikace	Parametry
Pracovní posuv	5000 mm/min
Rychloposuv	10000 mm/min
Rozměry pracovního stolu	620 × 600 mm
Rozměry pracovního prostoru (š × h × v)	500 × 500 × 150 mm
Rozsahy posuvů (X × Y × Z)	550 × 800 × 180 mm
Celkové rozměry (bez vřetene)	1000 × 1200 × 1600 mm
Maximální hmotnost obrobku	150 Kg



Obrázek 8.24: Výsledná frézka

8.8. VÝSLEDNÉ PARAMETRY FRÉZKY



Obrázek 8.25: Frézka s nosnou konstrukcí



Obrázek 8.26: Celková frézka

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo nejprve udělat menší rešerži na téma malých CNC frézek, na trhu se vyskytuje relativně velký výběr různých konstrukcí. Většinou jsou ovšem určeny pouze pro měkčí materiály, jako jsou slitiny hliníku, plasty a dřevo, nedostatek je však v kategorii malých CNC frézek obrábějících ocel. To ale není bezdůvodně, konstrukce takovýchto strojů se totiž potýká s několika problémy, o kterých jsem se při vypracovávání sám přesvědčil. Vyrobit takovou frézku v minimálních rozměrech není moc praktické, protože ocel je několikanásobně tvrdší než běžné slitiny hliníku, to znamená, že je potřeba výkonnější vřeteno, které bude znatelně větší než při použití vřetena co bude obrábět pouze hliník. Proto bude vřeteno ve srovnání s celým strojem působit velké a bude mít malé rozpětí, ve kterém se bude moci pohybovat, tím se zmenší pracovní prostor. Dalším problémem je, že při obrábění již zmíněných měkčích materiálů, není potřeba nástroj chladit. To neplatí v případě obrábění oceli, takováto frézka musí mít systém odvodu chladicí kapaliny z pracovního prostoru, tím bude tento prostor opět zmenšen.

Jako další je analýza jednotlivých možností částí stroje. Dalším cílem bylo vypočítat základní uzle frézky. Tím jsou hlavně posuvové soustavy stroje. Než k nim ale přejdeme, je potřeba si nejprve zvolit základní parametry stroje. Poté vybrat nástroj, metodu obrábění a materiál, který se bude obrábět a vypočítat základní řezné parametry, kterými je řezná síla a krouticí moment. Následuje zmíněný výpočet posuvových soustav, který se skládá z kontroly stanovené od výrobce, z volby pohonu a volby vedení. U těchto částí je rovněž stanovená životnost, pohybující se v řádech životnosti stroje.

A nakonec k samotné konstrukci. Bylo několik variant jak frézku konstruovat. Zvolil jsem portálovou konstrukci, která se vyznačuje svou dobrou tuhostí, z analýzy trhu jsem se inspiroval a zvolil ji jako spodní gantry, ta se vyznačuje sice o něco nižší tuhostí než horní gantry, ale je zde lepší přístup k pracovnímu prostoru. Poté jsem provedl konstrukci jednotlivých dílů a uvedl k nim důvody zvolení. Také jsem spočítal přibližné hodnoty deformací ze zjednodušených modelů příčníku a stojanů. Tyto hodnoty deformací je potřeba brát s nadhledem. Jsou pouze přibližné, pro přesnější hodnoty by bylo potřeba použít program na toto určený.

Dále bych zmínil pár věcí, které kvůli rozsahu bakalářské práce nebyly detailněji rozebrány, a kterých by mělo být dosaženo při navázání na tuto práci. První je tepelná dilatace, která vzniká zahříváním celého stroje a mění vlastnosti obrábění. To samé platí o vibracích vznikajících při obrábění. Poté bezpečnost stroje, jedná se především o krytování, které by mělo být podle harmonizovaných norem, v mém návrhu krytování jde pouze o základní bezpečnost obsluhy. Také bych se rád zmínil o šroubových spojích, které jsou sice realizovatelné, ale těžko přístupné. Zejména se jedná o šrouby u stojanů, v tomto případě je nutné protáhnout šroub skrz otvory a poté dotáhnout speciálním momentovým šroubem, který se jako jediný má možnost vejít do tak stísněného prostoru. Toto by se dalo vyřešit vytvořením většího vstupního otvoru pro šrouby k matici a vozíkům. Musí se ale počítat, že se tím celá konstrukce zeslabí. Nakonec by bylo dobré zabývat se podrobněji energetickými, mazacími a chladicími obvody, které jsou nedílnou součástí stroje.

Literatura

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FOREJT, Milan a Miroslav PÍŠKA. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 225 s. : il. ISBN 80-214-2374-9.
- [4] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- [5] BRYCHTA, Josef, Robert ČEP a Jana PETRŮ. *Výrobní stroje obráběcí*. Ostrava-Poruba: Ediční středisko VŠB-TUO, 2012. ISBN 978-80-248-2941-8.
- [6] HUMÁR, Anton. *Technologie I - Technologie obrábění - 1. část*. [online]. Studijní opory pro podporu samostudia v oboru „Strojní inženýrství“ na I. stupni MS studijního programu. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003, 138 stran, 8 AA. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf
- [7] Druhy obráběcích strojů. *ELUC* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1818>
- [8] Portálové frézky... *Mmspectrum* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://bit.ly/2HVRmBp>
- [9] První hanácká BOW. *BOW* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.bow.cz/o-firme/>
- [10] SLV EDU. *Cncstroj* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz/cz/stroje/slv-edu/>
- [11] Romaxx. *Romaxxcncrouters* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://romaxxcncrouters.com/>
- [12] Laguna IQ. *Lagunatools* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://lagunatools.com/>
- [13] Tormach PCNC. *Tormach* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://www.tormach.com/>
- [14] Kuličkové šrouby...část 1. *Mmspektrum* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://bit.ly/2JSwoQz>
- [15] Kuličkové šrouby...část 4. *Mmspektrum* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://bit.ly/2rnClOt>

LITERATURA

- [16] Slovníček terminologie lineárních vedení. *E-konstrukter* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://e-konstrukter.cz/novinka/slovnicek-terminologie-linearnich-vedeni>
- [17] Kuličkové šrouby. *Hiwin* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.hiwin.cz/download/cd5d1a50e11cb4e2503bd18e3571c20d>
- [18] WITTENSTEIN alpha - Systémová řešení. In: *E-konstrukter* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://e-konstrukter.cz/novinka/wittenstein-alpha-systemova-reseni>
- [19] Lineární versus kluzné vedení. In: *Mmspektrum* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-versus-kluzne-vedeni.html>
- [20] Lineární vedení. In: *RAVEO s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.vedeni-linearni.cz/>
- [21] Lineární kluzná vedení. In: *Hennlich* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://www.hennlich.cz/produkty>
- [22] Parametry krytů vedení obráběcích strojů. *Mmspektrum* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://bit.ly/2Inj618>
- [23] Energetické řetězy. In: *Elektroprumysl* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.elektroprumysl.cz/kabely-vodice-a-konektory>
- [24] Hydromotory. In: *Prozem* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://www.prozem.cz/hydromotory/>
- [25] Elektromotory. In: *RAVEO s.r.o.* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.motory-prevodovky.cz/elektromotory>
- [26] Obráběcí nástroje. *Pramet* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://ecat.pramet.com/Default.aspx?aspxerrorpath=/tool.aspx>
- [27] Lineární vedení. *Hiwin* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<http://www.hiwin.cz/download/f15e7f7288ce2f9b68bdea6ad92df5e5>
- [28] ROBA®-ES. *Mayr* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://www.mayr.com/en/products/shaft-couplings/roba-es>
- [29] AKM Servo Motors. *Raveo* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z:
<https://bit.ly/2wePpdT>

Seznam použitých zkratek a symbolů

CNC	Číslicové řízení pomocí počítače	Computer Numerical Control
NC	Číslicově řízené	Numerical Control
tj.	to je	
KŠM	Kuličkový šroub a matice	
KŠ	Kuličkový šroub	
AC	Střídavý proud	Alternating Current

Symbol	Rozměr	Veličina
a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Zrychlení šroubu
A_{Di}	mm^2	Jmenovitý průřez třísky
a_e	mm	Šířka záběru
a_i	mm	Vzdálenost těžiště průřezu od osy
a_p	mm	Hloubka záběru
b_i	mm	Šířka průřezu
C_0	N	Statická tuhost KŠ
C_{0v}	N	Statická únosnost vedení
C_{dyn}	N	Dynamická tuhost KŠ
C_{dynv}	N	Dynamická únosnost vedení
D_c	mm	Průměr nástroje
d_k	mm	Malý průměr KŠ
D_n	—	Otáčkový faktor
D_{namx}	—	Dovolený otáčkový faktor
d_s	mm	Jmenovitý průměr KŠ
d_{st}	mm	Střední průměr KŠ
f	—	Statický bezpečnostní faktor
f_1	—	Souč. tření na vodících plochách ve vedení
f_2	—	Ekv. souč. tření v KŠM redukováný na poloměr
f_3	—	Ekv. souč. tření redukováný na poloměr čepu
F_c	N	Celková řezná síla
F_{ci}	N	Řezná síla
F_{cx}	N	Celková řezná síla působící v ose X
F_{cy}	N	Celková řezná síla působící v ose Y
F_{da}	N	Dynamická axiální síla působící na šroub
F_g	N	Tíhová síla přesouvaných hmot
f_H	—	Faktor tvrdosti
F_k	N	Maximální teoretická dovolená axiální síla
F_{kmax}	N	Maximální dovolená provozní axiální síla
F_p	N	Předepnutí kuličkového šroubu
F_{sa}	N	Statická axiální síla působící na šroub
f_T	—	Faktor teploty
f_w	—	Faktor zatížení
f_z	mm	Posuv na zub

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Veličina
h_{Di}	mm	Jmenovitá tloušťka třísky
h_i	mm	Výška průřezu
I_{XT}	mm^4	Kvadratický moment průřezu kolem osy X
I_{XTi}	mm^4	Kvadratický moment jednotlivých průřezu kolem osy X
I_{YT}	mm^4	Kvadratický moment průřezu kolem osy Y
I_{YTi}	mm^4	Kvadratický moment jednotlivých průřezu kolem osy Y
I_{ZT}	mm^4	Kvadratický moment průřezu kolem osy Z
I_{ZTi}	mm^4	Kvadratický moment jednotlivých průřezu kolem osy Z
J_1	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti hnacích řemenic
J_2	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti hnaných řemenic
J_{ks}	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti KŠ
J_m	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{mot}	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti motoru
J_{rhm}	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Celkový moment setrvačnosti redukovaný hřídel
J_{sp}	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	Moment setrvačnosti spojky
K_{cl}	MPa	Měrný řezný odpor
k_{ci}	MPa	Měrný řezný odpor při daném způsobu obrábění
k_d	—	Koeficient uložení
k_k	—	Koeficient závislosti na uložení
l	mm	Celková délka KŠ
L	—	Životnost KŠ v otáčkách
l_{cx}	mm	Vzdálenost působíště řezní síly od vedení v ose X
l_{cy}	mm	Vzdálenost působíště řezní síly od vedení v ose Y
l_{cz}	mm	Vzdálenost působíště řezné síly od vedení v ose Z
l_g	mm	Vzdálenost působíště tíhové síly od vedení
l_{gx}	mm	Vzdálenost působíště tíhové síly od vedení v ose X
l_{gy}	mm	Vzdálenost působíště tíhové síly od vedení v ose Y
L_h	h	Životnost KŠ v hodinách
L_{hv}	h	Životnost vedení v hodinách
l_k	mm	Nepodepřená délka šroub. části KŠ
l_{nx}	mm	Délka příčnicku
l_{sz}	mm	Délka stojanu
l_v	mm	Vzdálenost mezi vozíky
L_v	m	Nominální životnost v metrech
l_{vx}	mm	Vzdálenost mezi vozíky v ose X
m_c	—	Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky
M_{GT}	$\text{N} \cdot \text{m}$	Moment pasivních odporů
M_k	$\text{N} \cdot \text{m}$	Krouticí moment na nástroji
M_{KSM}	$\text{N} \cdot \text{m}$	Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu
M_m	$\text{N} \cdot \text{m}$	Minimální moment motoru z pohledu dynamiky
M_{ms}	$\text{N} \cdot \text{m}$	Minimální potřebný moment podle statiky
m_s	Kg	Hmotnost přesouvaných hmot
M_x	$\text{N} \cdot \text{m}$	Klopny moment působící na vozík v ose X
M_y	$\text{N} \cdot \text{m}$	Klopny moment působící na vozík v ose Y

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Veličina
M_z	$N \cdot m$	Klopný moment působící na vozík v ose Z
M_{zdrhm}	$N \cdot m$	Celk. moment zátěže redukováný na hřídel motoru
n_c	$\min^{-1}$	Otáčky nástroje
n_k	$\min^{-1}$	Kritické otáčky KŠ
n_{ks}	$\min^{-1}$	Otáčky KŠ při posuvu
n_{max}	$\min^{-1}$	Maximální přípustné otáčky KŠ
P	mm	Stoupání KŠ
P_c	kW	Řezný výkon
P_E	N	Ekv. zatížení nejvíce namáhaného vozíku
P_i	N	Radiální zatížení vozíku
pomer	—	Dynamický poměr
P_{ti}	N	Tečné zatížení vozíků
S_i	mm^2	Plocha jednotlivých průřezů
t_r	s	Čas rozběhu
v_c	$m \cdot \min^{-1}$	Řezná rychlost
v_f	$mm \cdot \min^{-1}$	Rychlost posuvu
v_p	$m \cdot \min^{-1}$	Posuvová rychlost
w_{maxx}	mm	Průhyb v ose X
w_{maxy}	mm	Průhyb v ose Y
w_{maxz}	mm	Průhyb v ose Z
Z	—	Počet zubů nástroje
ϵ_m	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení motoru
ϵ_s	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení šroubu
ϕ_i	°	Úhel zubů v záběru
φ_0	°	Nástrojový úhel čela
η_l	—	Účinnost řemenového převodu
η_c	—	Celková účinnost
η_l	—	Účinnost ložisek
η_s	—	Účinnost KŠM
η_v	—	Účinnost vedení
κ	°	Nástrojový úhel ostří

Seznam obrázků

2.1	Numco SHG 0404 [9]	5
2.2	Numco KX3 [9]	6
2.3	SLV EDU [10]	7
2.4	Romaxx HS-1 [11]	8
2.5	Laguna IQ [12]	9
2.6	Tormach PCNC 440 [13]	10
3.1	Typy a vlastnosti materiálů pro stavbu nosných soustav [1]	11
3.2	Teoretické možnosti žebrování stojanů [1]	12
3.3	Teoretické možnosti žebrování loží [1]	12
3.4	Morfologie posuvové soustavy [1]	14
3.5	Způsoby napojení AC servomotoru na kuličkový šroub [1]	14
3.6	Gotický profil drážky [16]	15
3.7	Kruhový profil drážky [16]	15
3.8	Pevné uložení kuličkového šroubu společnosti HIWIN [17]	15
3.9	Volné uložení kuličkového šroubu společnosti HIWIN [17]	15
3.10	Hlavní části posuvové soustavy pastorku s hřebenem [18]	16
3.11	Hydrostatický šnek a šnekový hřeben [1]	16
3.12	Valivé válcové vedení [19]	18
3.13	Rozklad valivého vedení [20]	18
3.14	Kluzné válcové vedení [21]	18
3.15	Rozdělení lineárního odměřování polohy [1]	19
3.16	Fotoelektrický princip se skleněným pravítkem [1]	19
3.17	Teleskopický kryt [22]	20
3.18	Skládané měchy [1]	20
3.19	Energetický nosič [23]	20
3.20	Hydromotor [24]	21
3.21	Elektromotor [25]	21
5.1	Schématické znázornění rozložení zubů frézy	24
6.1	Model posuvové soustavy v ose X [1]	29
6.2	Výpočtové schéma vedení	32
7.1	Model posuvové soustavy v ose Y [1]	37
7.2	Výpočtové schéma vedení	40
8.1	Lože - ze shora	42
8.2	Lože - pohled zespodu	42
8.3	Průřez příčnicku	43
8.4	Výpočtové schéma průhybu příčnicku	44
8.5	Příčník	45
8.6	Příčník v řezu	45

8.7	Průřez stojanu	46
8.8	Výpočtové schéma průhybu stojanu	47
8.9	Stojan	47
8.10	Stojan v řezu	48
8.11	Posuvová soustava v ose Y	48
8.12	Posuvová soustava v ose Y zezadu	49
8.13	Posuvová soustava v ose Y zespodu	49
8.14	Posuvová soustava v ose X	50
8.15	Posuvová soustava v ose X v řezu	50
8.16	Dvířka	51
8.17	Měch kuličkového šroubu	51
8.18	Vozík [27]	52
8.19	Kryt řemenic	52
8.20	Horní nádoba	53
8.21	Nosná konstrukce	53
8.22	Upnutí nástroje	54
8.23	Magnetický odměřovač	54
8.24	Výsledná frézka	55
8.25	Frézka s nosnou konstrukcí	56
8.26	Celková frézka	57

Seznam tabulek

2.1	Parametry stroje Numco SHG 0404 [9]	5
2.2	Parametry stroje Numco KX3 [9]	6
2.3	Parametry stroje SLV EDU [10]	7
2.4	Parametry stroje Romaxx HS-1 [11]	8
2.5	Parametry stroje Laguna IQ [12]	9
2.6	Parametry stroje Tormach PCNC 440 [13]	10
4.1	Zvolené parametry frézky	22
4.2	Parametry zvolených nástrojů [26]	23
4.3	Hodnoty materiálových konstant [3]	23
5.1	Řezné parametry	25
6.1	Výpočtové parametry v ose X	26
6.2	Parametry zvoleného kuličkového šroubu v ose X [17]	26
6.3	Parametry pro návrh pohonu v ose X [1]	29
6.4	Momenty setrvačnosti součástí na ose X	30
6.5	Parametry pro návrh vedení v ose X	31
6.6	Parametry zvoleného vedení v ose X [27]	32
7.1	Výpočtové parametry v ose Y	34
7.2	Parametry zvoleného kuličkového šroubu v ose Y [17]	34
7.3	Parametry pro návrh pohonu v ose Y [1]	37
7.4	Momenty setrvačnosti součástí na ose Y	38
7.5	Parametry pro návrh vedení v ose Y	39
7.6	Parametry zvoleného vedení v ose Y [27]	40
8.1	Výsledné parametry frézky	55

Seznam Příloh

Výkres sestavení	Celková frézka	0-17/18-00
Výkres sestavení	Frézka	0-17/18-01
Výkres sestavení	Příčník	1-17/18-01-01
Výkres součástí	Lože pod stůl	2-17/18-01-02
3D model	Frézka	
3D model	Celková frézka	