



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH MALÉ MODELÁŘSKÉ CNC FRÉZKY S POHYBLIVÝM STOLEM

DESIGN OF SMALL MODELING CNC MILLING MACHINE WITH MOVABLE TABLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Havlíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Ondřej Havlíček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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

Návrh malé modelářské CNC frézky s pohyblivým stolem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení malé modelářské CNC frézky s pohyblivým stolem pro obrábění dřeva, plastu popřípadě lehkých slitin (Al, Zn, atd.). Rozměrové a výkonnostní charakteristiky budou součástí rešerše a návrhu stroje.

Cíle diplomové práce:

Důkladná analýza problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem malé CNC frézky s posuvným stolem. Nejprve je uvedena rešerše malých CNC frézek současně dostupných na trhu. Následně bylo provedeno samotné konstrukční řešení stroje za pomoci dostupných současných trendů pro konstrukci malých CNC strojů, včetně dimenzování a výkresové dokumentace vybraných uzlů stroje.

ABSTRACT

This master thesis deals with the constructional design of small CNC milling machine with a sliding table. The first part of the work describes small CNC milling machines currently available on the market. Based on the result of the literature review, the small CNC milling machine was constructed with respect to the currently available trends, including sizing and drawing documentation of the machine.

KLÍČOVÁ SLOVA

Malá CNC frézka, portálová CNC frézka, řízení Arduino

KEYWORDS

Small CNC milling machine, gantry milling machine, Arduino control

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HAVLÍČEK, Ondřej. *Návrh malé modelářské CNC frézky s pohyblivým stolem*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117357>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za ochotu, trpělivost a vedení při konzultacích a také cenné rady a připomínky, kterými obohatil tuto diplomovou práci.

Dále bych chtěl poděkovat především své rodině, přítelkyni a blízkým, za veškerou podporu během celého mého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21.5. 2019

.....

Havlíček Ondřej

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	17
2.1	Frézování.	17
2.1.1	Frézování válcové.....	17
2.1.2	Frézování čelní	18
2.2	Vrtání	18
2.3	Obrábění na malých CNC strojích.....	19
2.3.1	Frézování dřeva	19
2.3.2	Frézování plastů.....	19
2.3.3	Frézování neželezných kovů a slitin.....	19
2.3.4	Frézování DPS desek.....	19
2.4	Frézky stolové.....	20
2.4.1	Proxxon FF 500/BL	20
2.4.2	NUMCO iKX1 A.....	21
2.5	Frézky portálové	22
2.5.1	Gravos GV 21 2A	23
2.5.2	RWetc. Malá portálová frézka	24
2.6	Porovnání nabízených strojů.....	25
3	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ.....	27
3.1	Vlastní hodnocení uvedených návrhů	27
4	VLASTNÍ KONSTRUKCE.....	29
4.1	Volba parametrů stroje.....	29
4.2	Návrh vřetene.....	29
4.2.1	Výpočet výkonu vřetena při frézování	30
4.2.2	Výpočet výkonu vřetena při vrtání	31
4.2.3	Volba vřetene.....	32
4.3	Návrh posuvové soustavy osy X.....	33
4.3.1	Výpočet posuvového mechanismu osy X.....	35
4.3.2	Výpočet pohonu osy X	37
4.3.3	Výpočet zatížení vedení osy X	39
4.4	Návrh posuvové soustavy osy Y.....	42
4.4.1	Výpočet posuvového mechanismu osy Y	43
4.4.2	Výpočet pohonu osy Y	44
4.4.3	Výpočet zatížení vedení osy Y	46
4.5	Návrh posuvové soustavy osy Z	49
4.5.1	Výpočet posuvového mechanismu osy Z	49
4.5.2	Výpočet pohonu osy Z.....	51
4.5.3	Výpočet zatížení vedení osy Z.....	53
4.6	Návrh nosné konstrukce.....	53
4.6.1	Nosný rám.....	53
4.6.2	Pracovní stůl - osa X.....	54
4.6.3	Příčník - osa Y	55
4.6.4	Uložení vřeteníku - osa Z	55
4.7	Bezpečnostní prvky.....	56
4.8	Návrh řídicího systému	57
4.9	Vizualizace kompletního stroje	58

5	ZÁVĚR.....	61
6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	63
7	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	65
7.1	Seznam zkratk.....	65
7.2	Seznam tabulek.....	67
7.3	Seznam obrázků.....	68
8	SEZNAM PŘÍLOH.....	71

1 ÚVOD

Na dnešním celosvětovém trhu již existuje spousta malých modelářských strojů, které jsou uzpůsobeny třeba jen pro obrábění dřeva nebo plastů, ale některé také i pro tvrdší neželezné kovy a slitiny a některé dokonce i pro ocel.

Tato skutečnost klade na nově vznikající stroje značné nároky, aby měly dostatečné parametry na dosažení cílů dotyčných zákazníků - modelářů. Na druhou stranu je možné se ze stávajících strojů a jejich chyb a výhod poučit a sestavit stroj s co nejuniverzálnějším záběrem pro dané použití.

Práce se proto bude zabývat konstrukčním návrhem malé modelářské frézky na obrábění tradičních materiálů, používaných v modelářských hobby dílnách a to tvrdé dřevo, některé druhy plastů a i neželezné slitiny kovů.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

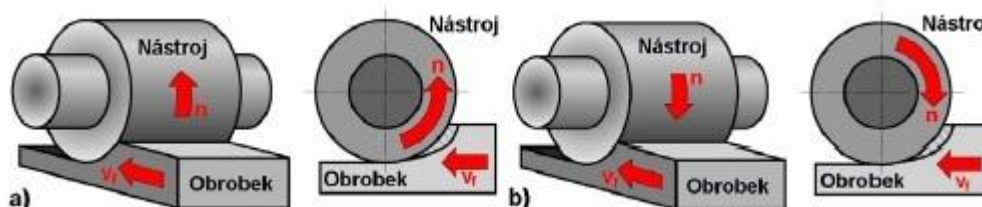
2.1 Frézování.

Frézovací stroje jsou jedny ze základních strojů pro třískové obrábění a to rovinných a tvarových ploch, ozubených kol, popř. závitů aj. Frézovací stroj se nazývá frézka.[4]

Frézování je obráběcí metoda, kde je materiál z obrobku odebrán břity rotujícího nástroje, kterému se říká fréza, ten zároveň koná hlavní posuv. Vedlejší posuv nejčastěji koná obrobek, a to většinou v kolmém směru k ose nástroje. Proces řezu je přerušovaný, kdy každý zub na fréze řeže třísky s proměnnou tloušťkou.[3]

2.1.1 Frézování válcové

Z hlediska technologie podle nástroje rozlišujeme frézování válcové (tedy obvodem), a to na frézování sousledné a frézování nesousledné.[3]



Obr. 1) Válcové frézování a) nesousledné, b) sousledné [3]

Válcové frézování se většinou uplatňuje s tvarovými a válcovými frézami. Zuby jsou zhotoveny na obvodu frézy, a hloubka vrstvy, kterou odebíráme se nastavuje kolmo na směr posuvu a osu nástroje. Obráběná plocha je rovnoběžná s osou otáčení frézy. Jak již bylo řečeno, válcové frézování dělíme na sousledné a nesousledné. [3]

Při nesousledném frézování je rotace proti smyslu směru posuvu. Tříska se postupně mění z nulové hodnoty na její maximální hodnotu. K jejímu oddělení dochází až po určitém skluzu frézy po ploše, kterou vytvořil předcházející zub. Silové účinky a deformace, které tímto vznikají způsobí vyšší opotřebení břitu. Při tomto stylu broušení vzniká řezná síla, která má svou složku působící směrem vzhůru a obrobek tak má tendenci se zvedat od stolu. Výhody:

- trvanlivost nástroje nezávisí na nekvalitním povrchu obrobku
- vymezování vůle mezi posuvovým šroubem a maticí stolu není třeba
- tím je zajištěno i menší opotřebení šroubu a matice [3]

Sousledné frézování je opačné k nesouslednému. Smysl rotace nástroje je ve směru posuvu obrobku. Z toho důvodu je při vříznutí do obrobku odebrána ihned maximální tloušťka třísky. Řezná síla působí směrem dolů ke stolu. Tento typ frézování lze používat pouze u stroje s vymezenými vůlemi mezi šroubem a maticí stolu. Výhody:

- díky vyšší trvanlivosti břitů lze použít vyšší řezní rychlosti a posuvy
- postačuje menší řezný výkon
- přítlak řezné síly ke stolu (lze užít jednodušších upínání)
- nižší sklon k vibracím, tedy nižší drsnost povrchu [3]

2.1.2 Frézování čelní

Dále rozlišujeme frézování vedle válcového ještě na čelní (tedy čelem nástroje).



Obr. 2) Frézování čelní [3]

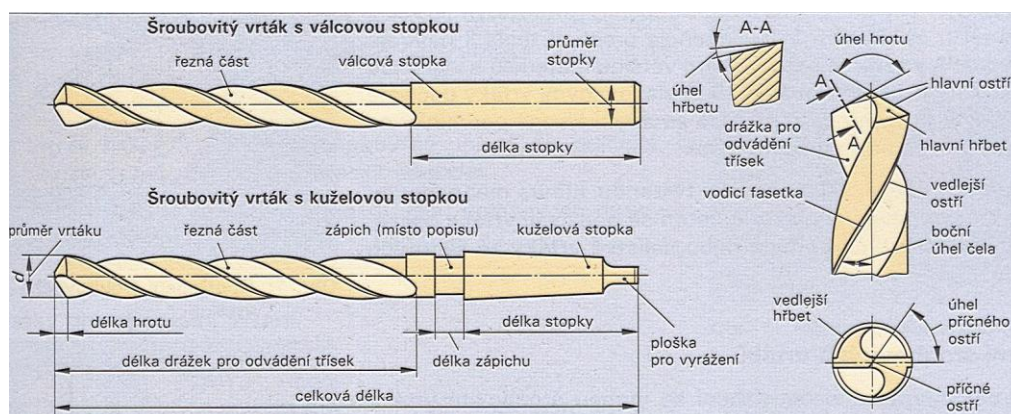
Tento typ frézování se užívá při práci s čelními frézami, které mají obvykle břity vytvořeny na čele a často i po obvodě nástroje. Z obrázku o čelním frézování je vidět, že podle polohy osy frézy k obráběné ploše se rozlišuje sousměrné (symetrické) frézování, kdy osa frézy prochází středem obráběné plochy a nesousměrné (nesymetrické) frézování, kde je osa frézy mimo střed obráběné plochy. U tohoto typu frézování pracuje fréza jak sousledně, tak i nesousledně. [3]

2.2 Vrtání

Vrtání je třískové obrábění, při kterém se zhotovují díry v plném materiálu, nebo se zvětšují již předpracované díry (tedy předlité, předvrtané, předlisované,...). Při vrtání koná hlavní pohyb nástroj, ne příliš často obrobek. Tento pohyb je rotační. Osa vrtáku bývá kolmá k obráběné ploše, a dále pak vedlejší (tedy posuvový) pohyb koná nástroj (vrták), který je ve směru své osy. [3]

Hlavní vlastností všech nástrojů na vrtání je, že řezná rychlost je podél hlavního ostří proměnlivá, tedy že směrem od obvodu ke středu nástroje se zmenšuje (s tím, že středový bod nástroje na ose má nulovou rychlost). Proto se jako řezná rychlost bere na obvodu nástroje, tedy největším (jmenovitým) průměru nástroje. [3]

Nástrojů (vrtáků) existuje celá řada a každý se hodí pro jinou operaci. Nejčastější typ je však šroubovitý vrták. Vypadá takto:



Obr. 3) Popis šroubovitého vrtáku [4]

2.3 Obrábění na malých CNC strojích

Při obrábění na těchto menších strojích se většinou jedná o obrábění měkkých materiálů jako např. dřevo, plast nebo lehké neželezné slitiny, kde se jedná většinou o hliníkové nebo měděné slitiny. Z těchto důvodů jsou kladeny vysoké nároky na takový stroj, který se musí podřídit daným řezným podmínkám pro tolik různých materiálů.

2.3.1 Frézování dřeva

Dřevo jako materiál je obecně špatný vodič tepla, z toho důvodu se nástroj s nenaostřenými zuby při velmi nízké rychlosti posuvu rychle zahřeje, což může mít vliv na konečné obrobení dřeva v podobě zčernání nebo i rozžhavení. [5]

Měkké dřevo, např. jehličnatých stromů, je důležité frézovat mírnými řeznými rychlostmi a vysokých rychlostí posuvu. Tento materiál je používán k výrobě prototypů. [5]

Naopak tvrdé dřevo, např. listnaté stromy jako dub, bříza nebo dub, je pevnější a pružnější než-li měkké dřevo. Proto je lepší jej frézovat středními řeznými rychlostmi a i vyššími rychlostmi posuvu než u dřeva měkkého. [5]

2.3.2 Frézování plastů

Do této kategorie spadá spousta materiálů, ovšem nejčastěji se obrábí PMMA (plexisklo) nebo dále PC (polykarbonátové) termoplasty. Tyto materiály lze obrábět při vysokých řezných rychlostech a vysokých rychlostech posuvu. Avšak špatně zvolené parametry mají za důsledek tavení materiálu a tím můžou ucpat nástroj. To se projeví bočním tlakem na nástroj, jehož důsledkem může být až utržení nástroje. [5]

Dále zde můžou spadat kategorie měkkých plastů jako je třeba PVC (polyvinylchlorid). Tyto materiály je nutno řezat nižšími rychlostmi s vysokými rychlostmi posuvu, to zapříčiní čistý výsledek bez roztavených hran. [5]

2.3.3 Frézování neželezných kovů a slitin

Do této kategorie spadají např. kovy jako hliník, měď nebo slitiny jako mosaz, dural a jiné. Tyto materiály jsou velmi pevné a stabilní při vysokých teplotách, proto jsou dobré k výrobě nosných součástí. [5]

Frézování hliníku však již vyžaduje vyšší požadavky na stroj oproti např. dřevu nebo plasty. Čistý hliník je poměrně měkký, z toho důvodu se na řezných hranách a ve štěrbinách nástroje hromadí, což snižuje kvalitu řezu. Z toho důvodu se do hliníku přidávají příměsy. Jsou to např. magnézium, mangan nebo křemík, což činí slitinu tvrdší a pružnější. [5]

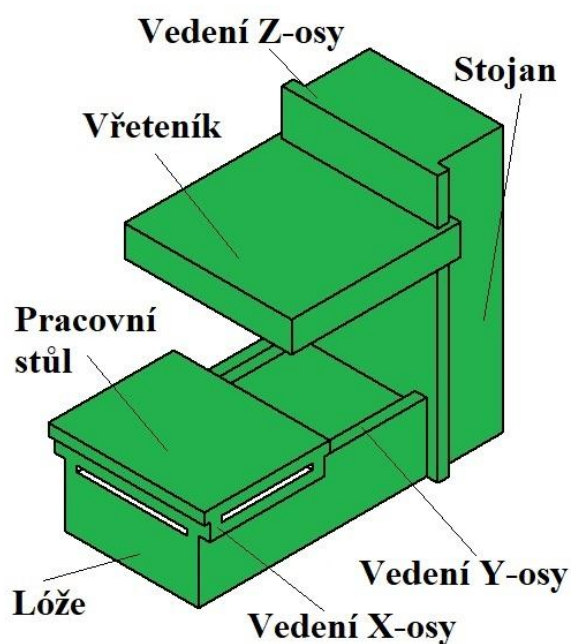
Oproti frézování dřeva a plasty, je nutné hliník řezat s nízkou hloubkou pronikání. Dále je důležité dodržovat nízkou rychlost pronikání. Sice takto nastavené hodnoty zpomalují proces obrábění, ovšem výsledek je poté velmi dobrý. [5]

2.3.4 Frézování DPS desek

Na takovýchto malých frézkách je možné frézovat i desky plošných spojů (anglicky PCB - printed circuit board). Je však nutné být vybaven patřičnými nástroji, jako jsou frézy a vrtáky o malých průměrech a dále i patřičným softwarem pro návrh těchto spojů. Např. SW Eagle se často používá na tento účel, neboť je zadarmo a jednoduše dostupný.

2.4 Frézky stolové

Stolové frézky jsou charakteristické tím, že mají stojan, na kterém je vedení osy Z s vřeteníkem. Pracovní stůl obvykle bývá křížový (pohybuje se v osách X a Y).



Obr. 4) Schéma stolní frézky

2.4.1 Proxxon FF 500/BL

Tato frézka od firmy Proxxon je ve stolovém provedení. S výkonem vřetena 400W je určena spíše pro obrábění dřeva, plastů či měkkých kovů. Obsahuje křížový stůl s dvojitě uloženým kuličkovým šroubem, které pohánějí dva krokové motory. Vertikální osa (Z) je rovněž řešena pomocí kuličkového šroubu s rybinovým vedením.[8]



Obr. 5) Proxxon FF 500/BL [8]

Tab 1) Proxxon FF 500/BL parametry [8]

Popis	Parametry [jednotky]
Celkové rozměry (š/h/v)	550 x 550 x 750 [mm]
Rozměry pracovního stolu (š/h)	400 x 125 [mm]
Posuvy v osách (X/Y/Z)	290 x 100 x 200 [mm]
Výkon vřetena	400 [W]
Otáčky vřetena	200 - 4000 [ot/min]
Krouticí moment vřetena	-
Přesnost	-
Velikost drážky stolu	12 ; 6 ; 5 [mm]
Krouticí moment motorů os (X/Y/Z)	-
Rychloposuvy v osách (X/Y/Z)	-
Řídící systém	-
Maximální upínací průměr	30 [mm]
Počet umístění zásobníku	-
Elektrické připojení	220 - 240 [V]
Hmotnost	49 [kg]
Cena	133 068 [Kč]

2.4.2 NUMCO iKX1 A

Tato frézka od firmy BOW je nejmenší frézka z jejich nabídky s výměníkem nástrojů. Pohon os je navržen pomocí kuličkových šroubů s krokovými motory, které jsou spojeny pružnými spojkami. Výrobce doporučuje stroj užívat pro výrobu složitějších a menších rozměrů z neželezných kovů. Uplatnění je tedy především pro modeláře, školy či prototypové dílny.[9]



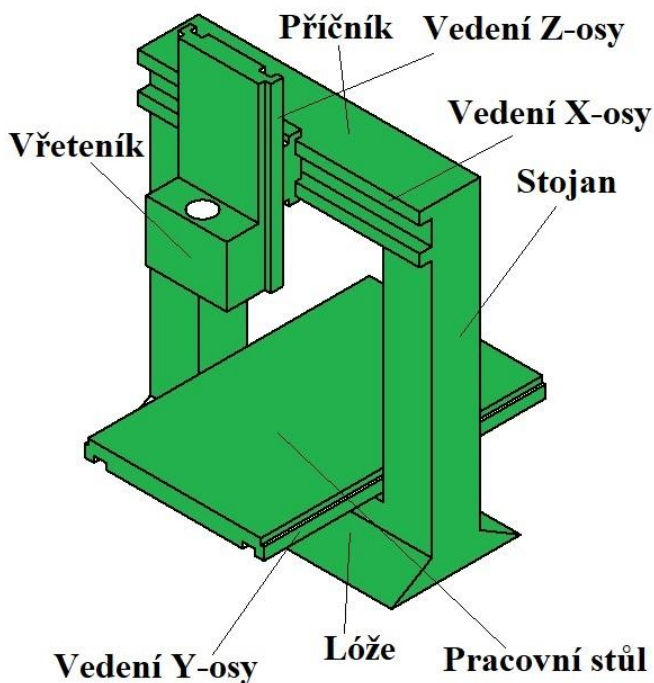
Obr. 6) NUMCO iKX1 A [9]

Tab 2) NUMCO iKX1 A parametry [9]

Popis	Parametry [jednotky]
Celkové rozměry (š/h/v)	1040 x 860 x 940 [mm]
Rozměry pracovního stolu (š/h)	400 x 145 [mm]
Posuvy v osách (X/Y/Z)	260 x 152 x 180 [mm]
Výkon vřetena	1000 [W]
Otáčky vřetena	100 - 5000 [ot/min]
Kroutící moment vřetena	5,5 [N.m]
Přesnost	0,01 [mm]
Velikost drážky stolu	-
Kroutící moment motorů os (X/Y/Z)	1,35 ; 1,35 ; 3,1 [N.m]
Rychloposuvy v osách (X/Y/Z)	2000 x 1000 x 1000 [mm/min]
Řídící systém	Sinumerik 808D ADVANCED
Maximální upínací průměr	10 [mm]
Počet umístění zásobníku	4 [ks]
Elektrické připojení	400 [V]
Hmotnost	178 [kg]
Cena	400 000 [Kč]

2.5 Frézky portálové

Portálové frézky jsou charakteristické svým portálem. Pokud se jedná o verzi s pohyblivým stolem, je portál i nosná konstrukce. Obvykle se skládá z příčnicku, dvou stojanů a lóže.



Obr. 7) Schéma portálové frézky

2.5.1 Gravos GV 21 2A

Frézka v portálovém provedení vhodná především pro gravírování, výrobu přístrojových panelů, plošných spojů, forem a dalších. Řídící elektronika je připevněna přímo na stroji, komunikace probíhá přímo přes PC. Osy jsou uloženy na lineárním vedení a převod pohonů na osy je za pomoci trapézových šroubů a matic bez vůle. Frézku lze rozšířit o vakuový stůl pro upínání neporézní materiálů, rotační osu pro přidání další osy a jiné.[7]



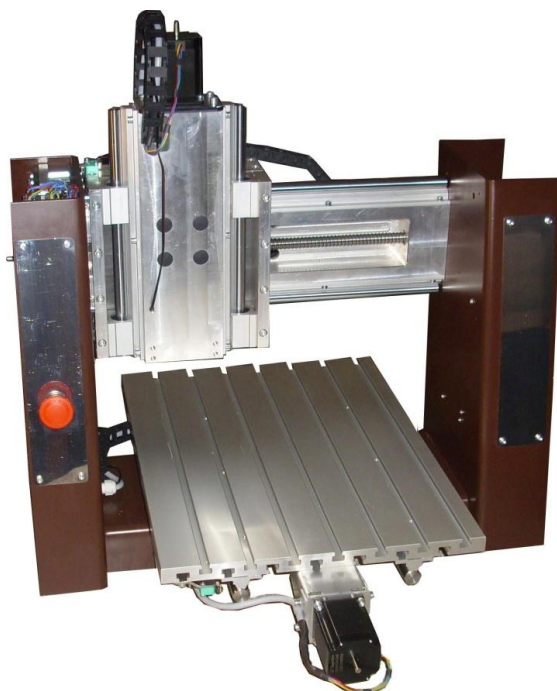
Obr. 8) Gravos GV 21 2 A [7]

Tab 3) Gravos GV 21 2A parametry [7]

Popis	Parametry [jednotky]
Celkové rozměry (š/h/v)	670 x 730 x 600 [mm]
Rozměry pracovního stolu (š/h)	290 x 250 [mm]
Posuvy v osách (X/Y/Z)	215 x 165 x 65 [mm]
Výkon vřetena	300 [W]
Otáčky vřetena	-
Krouticí moment vřetena	-
Přesnost	0,02 [mm]
Velikost drážky stolu	10 x 25 [mm]
Krouticí moment motorů os (X/Y/Z)	-
Rychloposuvy v osách (X/Y/Z)	1200 x 1200 x 1200 [mm/min]
Řídící systém	Linux CNC
Maximální upínací průměr	-
Počet umístění zásobníku	-
Elektrické připojení	230 [V]
Hmotnost	20 [kg]
Cena	-

2.5.2 RWetc. Malá portálová frézka

Tato menší modelářská frézka je určena pro obrábění menších součástí z barevných kovů, plastů, dřeva jiných měkkých materiálů. Používá se především pro gravírování štítků, výrobu přístrojových panelů, plošných spojů, modelů a dalších. Uplatnění je tedy v modelářských dílnách, školách či školících pracovištích. Řízení je umístěno uvnitř ramen portálu. Přenos krouticího momentu z krokových motorů se užívá kuličkových šroubů a pojezdové části jsou uloženy na podepřených vodících tyčích.[6]



Obr. 9) RWetc. Malá portálová frézka [6]

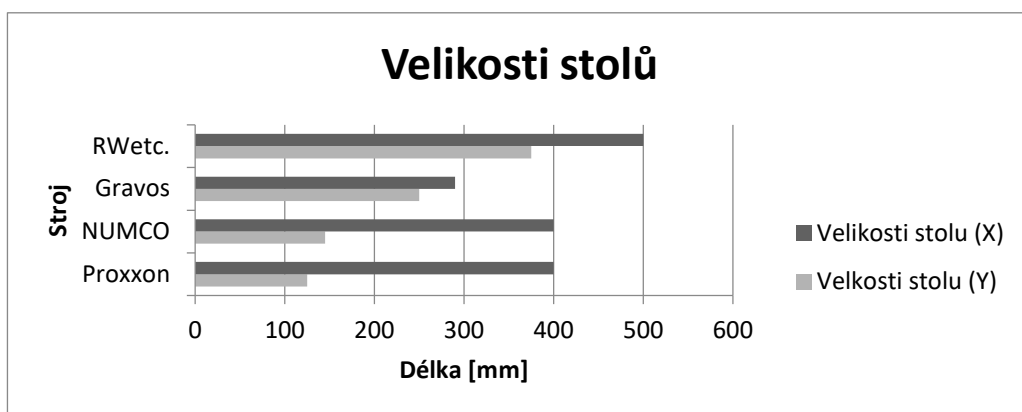
Tab 4) RWetc. Malá portálová frézka parametry [6]

Popis	Parametry [jednotky]
Celkové rozměry (š/h/v)	600 x 670 x 730 [mm]
Rozměry pracovního stolu (š/h)	500 x 375 [mm]
Posuvy v osách (X/Y/Z)	250 x 350 x 85 [mm]
Výkon vřetena	175 [W]
Otáčky vřetena	5000 - 35000 [ot/min]
Krouticí moment vřetena	-
Přesnost	-
Velikost drážky stolu	8 [mm]
Krouticí moment motorů os (X/Y/Z)	-
Rychloposuvy v osách (X/Y/Z)	2700 x 2700 x 2700 [mm/min]
Řídící systém	GVE66 / ARMOTE
Maximální upínací průměr	-
Počet umístění zásobníku	-
Elektrické připojení	230 [V]
Hmotnost	17 [kg]
Cena	-

2.6 Porovnání nabízených strojů

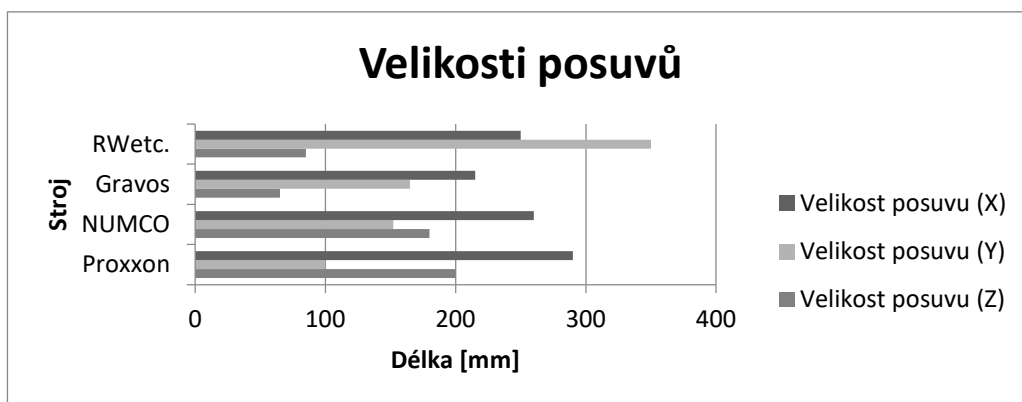
Porovnávat výrobní stroje, v tomto případě frézky, můžeme v podstatě v čemkoli. Ale v tom případě by nás nemohla zajímat cena a jejich využití. Stroj s výjimečnými parametry navrhnout a vyrobit pravděpodobně půjde, ovšem stejně tak pravděpodobně jeho ekonomická využitelnost bude minimální a proto je vždy při výběru výrobního stroje třeba dbát na budoucí využití. Pokud budeme chtít obrábět malé ocelové součásti, zvolíme vřeteno s dostatečným výkonem a menším pracovním stolem a naopak, pokud bude potřeba obrábět velké, ale třeba plastové obrobky, zvolíme stůl s větším pracovním stolem, ale už nebudeme vyžadovat takový výkon na vřetenu.

Z toho důvodu jsem zvolil následující, pro mě nejdůležitější základní parametry již zmíněných strojů.



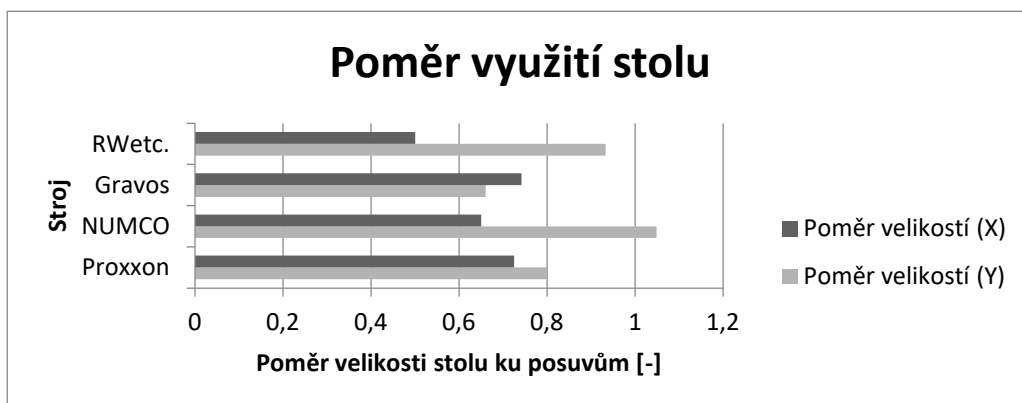
Obr. 10) Graf velikostí stolů

Prvním zvoleným parametrem je velikost pracovního stolu, která (ještě společně s velikostí posuvů v daných osách) udává maximální velikost obrobku, kterou můžeme na daném stroji obrábět. Z výše uvedených lze vidět, že největší pracovní prostor nabízí RWetc. portálová frézka. Relativně velký prostor nabízí i stolní NUMCO frézka, ovšem ve velice nevyrovnaných rozměrech (400 x 145 mm). U dalších zmíněných frézek lze vidět, že portálová frézka od firmy Gravos má své rozměry vyrovnané, ovšem Proxxon stolová frézka ne (400 x 125 mm).



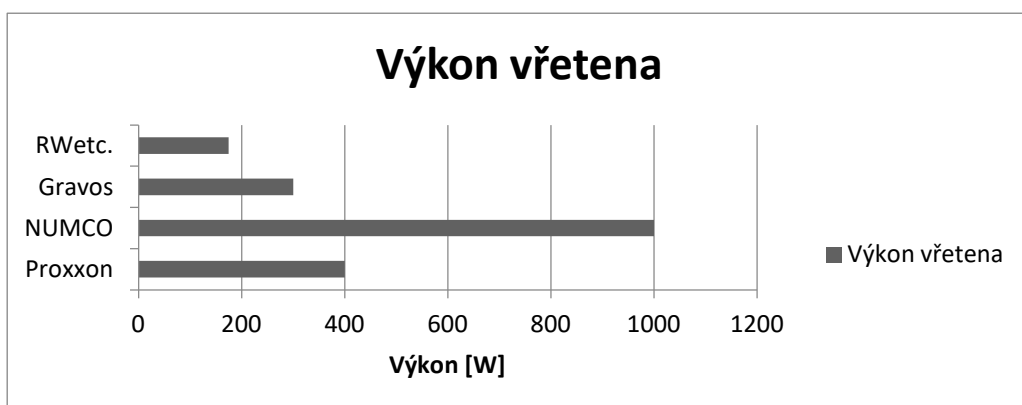
Obr. 11) Graf velikostí posuvů

S velikostí pracovního prostoru stroje jde ruku v ruce i velikost posuvů v daných osách. Protože RWetc. portálová frézka má největší stůl, lze předpokládat, že i posuv bude největší, a tak to také je. Zatímco nejmenší posuv má stolová frézka Proxxon.



Obr. 12) Graf poměrů velikostí stolu ku posuvům

Důležitým údajem pro konstrukci frézky dále nastává poměr velikostí stolu ku jejich jednotlivým posuvům. Jde o to, aby tento poměr byl co nejmenší a tím pádem měl konstrukčně co nejmenší rozměry za co největší pracovní prostor. V tomto srovnání nejlépe uspěla frézka firmy Gravos. Nejhuře vyšla frézka NUMCO, s největším poměrem velikostí.



Obr. 13) Graf výkonů vřeten

Dalším parametrem pro porovnávání může být výkon vřetena. Je dobré si tento parametr porovnat, ovšem důležité je, že tento údaj jde většinou ruku v ruce s cenou stroje. Výkonnější vřeteno obvykle znamená vyšší cenu stroje. Vyplývá to i z údajů v grafu, kde nejvýkonnějšího vřetena má stolní frézka NUMCO, cena je ovšem 400 000 Kč! Tento fakt je samozřejmě odražen i v jiných parametrech, jako je např. chlazení, větší rozměry stroje, kvalitnější řídicí systém. Ale výkon vřetena nesmíme opomíjet. U nejméně výkonného vřetena portálové frézky od firmy RWetc. výrobce neuvádí cenu, je ale jisté, že cena do sta tisíců nepůjde. Proto je irelevantní, jak výkonné vřeteno stroj má, je třeba vědět, kde bude stroj použit, na jaké materiály a teprve potom vyhledávat tento parametr.

3 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ

Z předchozí kapitoly, kde byly rozebrány nabídky a jejich porovnání, které se objevují na dnešním trhu vyplynulo, že se vyrábí především dvě varianty malých frézek s pohyblivým stolem. Jde o frézky stolové s křížovým stolem a frézky portálové s pohyblivým stolem. Proto návrh variant řešení vypadá následovně.

3.1 Vlastní hodnocení uvedených návrhů

Pro zvolení konkrétního konceptu a zhotovení návrhu byla sestavena multikriteriální metoda, ve které jsou zachyceny všechny důležité konstrukční uzly stroje. Vypadá následovně:

Tab 5) Hodnocení daných konceptů

Vlastnost	Stolní frézka			Portálová frézka		
	Váha	Hodnocení	Výsledek	Váha	Hodnocení	Výsledek
Tuhost	10	7	70	10	8	80
Přesnost	10	7	70	10	8	80
Využití stolu X	4	4	16	4	8	32
Využití stolu Y	4	6	24	4	4	16
Zatížení stolu	7	6	42	7	8	56
Cena/výkon	8	6	48	8	7	56
Celkem			302			352

V tab. 5 jsou důležitými parametry váha a hodnocení. Váha může dosahovat číselného hodnocení 1 - 10, a hodnocení 0 - 10, kde 10 je nejvyšší hodnocení, které je možné dosáhnout. Jejich prostým součinem dostaneme výsledné hodnocení dané frézky pro danou vlastnost. Dále je toto výsledné hodnocení sečteno. Toto celkové hodnocení ukazuje, jak si daný stroj vede oproti druhému a tedy kde je celkové hodnocení vyšší, tam dosahuje daný koncept lepších celkových výsledků.

Následující odstavec popisuje vybrané vlastnosti. Tuhost a přesnost stroje jsou základními vlastnostmi každého obráběcího stroje. Určují kvalitu povrchu obrobku a jdou spolu ruku v ruce. Vyšší tuhost obecně znamená nižší náchylnost stroje k vibracím při obrábění a to přímo úměrně vede k vyšší opakovatelné přesnosti stroje. Jsou to tedy bezesporu důležité vlastnosti. Využití stolu os vychází z předchozí kapitoly. Je to poměr posuvu ku velikosti pracovního stolu, tedy jakou vzdálenost musí nástroj (popř. celý stůl v případě posuvného stolu) urazit, aby dojel od nulové pozice na konec osy. Čím delší posuv, tím déle trvá rychloposuv a tím se můžou prodlužovat strojní časy, dále tím více je potřeba materiálu na sestavení celé osy (delší vodící tyče nebo lineární vedení, atd.). Zatížení stolu zobrazuje, jakou maximální váhu obrobku může stůl unést. Cena/výkon není porovnání ceny vřetena k jeho výkonu, ale obecně, kdy je obecně za nižší cenu k mání lepší stroj k obrábění.

Protože koncept portálové frézky má toto celkové ohodnocení vyšší, bude se vlastní konstrukce této práce zaměřovat na typ portálové frézky s posuvným stolem.

4 VLASTNÍ KONSTRUKCE

V této kapitole následuje již vlastní konstrukce s modely a příslušnými výpočty. Výpočty budou počítány pomocí softwaru MathCAD 2014 a konstrukční modely v softwaru Autodesk Inventor 2017 Professional.

Při návrhu stroje je nutné si na začátek zvolit, co se od stroje bude očekávat, k čemu bude sloužit a kde bude využíván. V zadání této práce je určeno, že stroj bude sloužit k frézování dřeva, plastů a lehkých neželezných slitin. Navíc odhaduji, že procentuálně na strojní čas, se budou slitiny obrábět nejméně (15%), dále dřevo a plasty (60%) nebo plošné spoje (tedy DPS - 25%). Proto volím, že nejtvrďší materiál, který se na stroji bude frézovat bude slitina hliníku s křemíkem do obsahu křemíku méně jak 10%. Je to zároveň jedna z nejpoužívanějších neželezných slitin, která má využití i v hobby dílnách, školních dílnách popř. ve vyučovacích střediscích. Z toho důvodu bude stroj určen výhradně k těmto účelům, nikoliv do firem nebo výrobních podniků.

4.1 Volba parametrů stroje

Jak již bylo psáno výše, nejtvrďší materiál obráběný na stroji bude slitina AlSi s Si < 10%. A to pomocí frézy o průměru 8mm, popř. vrtáku o průměru 6mm, ale to ne příliš často. Bude určen i pro obrábění dřeva a plastů, proto je nutné opatření změny otáček. Protože určení stroje bude především pro hobby dílny, školní dílny a jiné školící střediska, bude stroj opatřen řídicí deskou Arduino Mega s řídicím systémem Repetier, pro snadné a elegantní řízení, na kterém lze demonstrovat nespočet funkcí. Dále je zde i možnost rozšíření o další shieldy a nástavby pro tuto desku, umožňující další rozšíření stroje. Základní zvolené parametry shrnuje tab. 6:

Tab 6) Volba parametrů stroje

Popis	Parametry [jednotky]
Rozměry pracovního stolu [š/h]	450 x 450 [mm]
Posuvy (X/Y/Z)	400 x 650 x 200 [mm]
Rychloposuvy (X/Y)	5000 [mm/min]
Rychloposuv (Z)	3500 [mm/min]
Maximální průměr frézy	8 [mm]
Přesnost	0,05 [mm]
Řídicí systém	Repetier
Elektrické připojení	230 [V]

Na zvolených parametrech z tab. 6, bude celý návrh frézky stát. A protože nejdůležitější část stroje, od které se všechno odvíjí je vřeteno, je nutné jej navrhnout jako první.

4.2 Návrh vřetene

Pro návrh vřetene je nutné znát operace, které se na stroji budou provádět, a k nim je potřeba navrhnout nástroj. Jak již bylo psáno, na stroji budou prováděny dvě technologie a to frézování a vrtání, je nutné tedy zvolit frézu a vrták. Jako výrobce těchto nástrojů volím

tuzemskou firmu DormerPramet, která vznikla spojením dvou firem Dormer Tools (zabývající se výrobou monolitních nástrojů) a Pramet Tools (zabývající se výrobou nástrojů s vyměnitelnými břitovými destičkami). [11]

Pro výpočet je dále nutné znát i materiálové charakteristiky (AlSi s Si < 10%), uvedené v tab. 7 [12]:

Tab 7) Materiálové hodnoty AlSi < 10% [SANDVIK]

Popis	Hodnoty [jednotky]
Měrná řezná síla	$k_{cl} = 500 \text{ [Mpa]}$
Nárůst měrné řezné síly	$m_c = 0,25 \text{ [-]}$

4.2.1 Výpočet výkonu vřetena při frézování

Pro výpočet řezných sil při frézování volím nástroj Dormer S8238.0, který je určen pro obrábění slitin AlSi s Si < 10% a má následující parametry zapsané v tab. 7:

Tab 8) Parametry frézy Dormer S8238.0 [11]

Popis	Hodnota [jednotka]
Průměr	$D_f = 8 \text{ [mm]}$
Počet zubů	$Z_f = 3 \text{ [-]}$
Řezná rychlost	$v_c = 330 \text{ [m/min]}$
Posuv na zub	$f_z = 0,057 \text{ [mm/zub]}$
Hloubka záběru	$a_p = 4 \text{ [mm]}$
Šířka záběru	$a_e = 8 \text{ [mm]}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa_{rf} = 90^\circ$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 9^\circ$

Přestože výrobce uvádí řeznou rychlost až 330m/min, volím tuto rychlost 180m/min, z důvodu snížení výkonových požadavků na vřeteno se zachováním stále vysoké řezné rychlosti. Ze stejného důvodu volím i posuv na zub roven 0,035mm/zub. Nutno podotknout, že tato volená fréza je monolitní a její parametry pro obrábění jsou vysoké. Pokud by operátor užil jiný typ nástroje než mnou zvolený, mohlo by vzniknout riziko jeho poškození. Proto i z tohoto důvodu je počítáno s nižší řeznou rychlostí a nižším posuvem na zub.

Následující řádky uvádějí samotný výpočet, který je proveden na základě doporučení od pana vedoucího od firmy Sandvik [13] a také pomocí technologických skript [3]:

Otáčky nástroje:

$$n_f = \frac{v_{cf} \cdot 1000}{\pi \cdot D_f} = \frac{180 \cdot 1000}{\pi \cdot 8} = 7162 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right] \quad (1)$$

Rychlost posuvu nástroje:

$$v_{ff} = n_f \cdot z_f \cdot f_z = 7162 \cdot 3 \cdot 0,035 = 752 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right] \quad (2)$$

Jmenovitá tloušťka třísky:

$$h_{Df} = f_z \cdot \sin(\kappa_{rf}) = 0,035 \cdot \sin(90) = 0,035 \text{ [mm]} \quad (3)$$

Měrná řezná síla:

$$k_{cf} = \frac{k_{cl}}{h_{df}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{fo}}{100}\right) = \frac{500}{0,035^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{9}{100}\right) = 1052 \text{ [MPa]} \quad (4)$$

Celková řezná síla frézování:

$$F_{cf} = k_{cf} \cdot a_p \cdot f_z = 1052 \cdot 4 \cdot 0,035 = 147,273 \text{ [N]} \quad (5)$$

Krouticí moment nástroje:

$$M_{kf} = F_{cf} \cdot \frac{D_f}{2 \cdot 1000} = 147,273 \cdot \frac{8}{2 \cdot 1000} = 0,589 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6)$$

Potřebný výkon vřetena:

$$P_f = \frac{F_{cf} \cdot v_{cf}}{60} = \frac{147,273 \cdot 180}{60} = 441,818 \text{ [W]} \quad (7)$$

Všechny tyto výpočty jsou důležité k určení a výběru vřetena pro navrhovaný stroj. Především tedy výkon vřetena z rovnice (7).

4.2.2 Výpočet výkonu vřetena při vrtání

Dále pro vrtání volím jako výchozí výpočetní nástroj vrták Dormer R4586.0 rovněž od firmy DormerPramet s následujícími parametry:

Tab 9) Parametry vrtáku Dormer R4586.0 [11]

Popis	Hodnota [jednotka]
Průměr	$D_v = 6 \text{ [mm]}$
Počet zubů	$Z_v = 2 \text{ [-]}$
Řezná rychlost	$v_c = 180 \text{ [m/min]}$
Posuv na otáčku	$f_n = 0,153 \text{ [mm/ot]}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa_{rv} = 70^\circ$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_{0v} = 30^\circ$

Řeznou rychlost volím 130m/min že stejného důvodu jako u výše zvolené frézy. Pro výpočet výkonu vřetene při vrtání platí následující vztahy [13], [3]:

Otáčky nástroje při vrtání:

$$n_v = \frac{v_{cv} \cdot 1000}{\pi \cdot D_v} = \frac{130 \cdot 1000}{\pi \cdot 6} = 6897 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}}\right] \quad (8)$$

Posuv na zub při vrtání:

$$f_{zv} = \frac{f_o}{z_v} = \frac{0,153}{2} = 0,077 \left[\frac{\text{mm}}{\text{zub}}\right] \quad (9)$$

Rychlost posuvu při vrtání:

$$v_{fv} = f_o \cdot n_v = 0,153 \cdot 6897 = 1055 \left[\frac{\text{mm}}{\text{min}}\right] \quad (10)$$

Jmenovitá tloušťka třísky:

$$h_{Dv} = f_{zv} \cdot \sin(\kappa_{rv}) = 0,077 \cdot \sin(70) = 0,072 \text{ [mm]} \quad (11)$$

Jmenovitá šířka třísky:

$$b_{Dv} = \frac{D_{Nv}}{2 \cdot \sin(\kappa_{rv})} = \frac{6}{2 \cdot \sin(70)} = 3,193 \text{ [mm]} \quad (12)$$

Průřez třísky:

$$A_{Dv} = h_{Dv} \cdot b_{Dv} = 0,072 \cdot 3,193 = 0,23 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (13)$$

Měrná řezná síla:

$$k_{cv} = \frac{k_{cl}}{h_{Dv}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{ov}}{100}\right) = \frac{500}{0,072^{0,25}} \left(1 - \frac{30}{100}\right) = 675,937 \text{ [MPa]} \quad (14)$$

Řezná síla:

$$F_{cv} = k_{cv} \cdot A_{Dv} = 675,937 \cdot 0,23 = 155,128 \text{ [N]} \quad (15)$$

Síla posuvu při vrtání:

$$F_f = 0,5 \cdot k_{cv} \cdot \frac{D_{Nv}}{2} \cdot f_o \cdot \sin(\kappa_{rv}) = 0,5 \cdot 676 \cdot \frac{6}{2} \cdot 0,153 \cdot \sin(70) = 145,8 \text{ [N]} \quad (16)$$

Kroutící moment na nástroji:

$$M_{Kv} = 2 \cdot \frac{F_{cv}}{2} \cdot \frac{D_{Nv}}{4 \cdot 1000} = 2 \cdot \frac{155,128}{2} \cdot \frac{6}{4 \cdot 1000} = 0,233 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (17)$$

Výkon vřetena při vrtání:

$$P_v = \frac{M_{Kv} \cdot n_v}{9,55} = \frac{0,233 \cdot 6897}{9,55} = 168,042 \text{ [W]} \quad (18)$$

4.2.3 Volba vřetene

V současnosti se na trhu objevuje nespočet výrobců vřeten pro malé či hobby frézky. Většinou se ale jedná o vřetena, které svým výkonem postačují pouze na obrábění barevných plastů či tvrdého dřeva, nedostačují již na neželezné kovy. Přestože stroj bude navržen převážně pro obrábění měkkých materiálů, je však nutné, aby zvládal bezproblémově i tvrdší.

Proto z výše uvedených důvodů a výpočtů volím vřeteno od německého výrobce isel AG Germany a to s označením iSA 1500. Výrobce k vřetenu uvádí ochranné krytí třídy IP54, izolaci třídy F, upínací kleštinu ER20, souosost 0,01mm, a v katalogu je uvedeno, že je vřeteno vhodné použít v otáčkách 5000 - 20000 ot/min, dále je vhodné jak pro vrtání, tak frézování, neboť je vybaveno dvojicí ložisek, zamezující pohyb jak v axiálním, tak v radiálním směru.. Dále nabízí mnoho dalších vylepšení k dokoupení jako např. vnější chlazení, odsávání třísek, popř. zaletování vzduchové přípojky. Toto vřeteno je dostatečně dimenzované, jelikož má až trojnásobek vypočteného minimálního výkonu (v rámci daných otáček, neboť výkon a kroutící moment se liší při různých otáčkách) na obrábění (myšleno frézování, protože potřebný vypočtený výkon je vyšší než-li u vrtání). Pokud by se operátor rozhodl zvýšit řeznou rychlost, vřeteno bude stále v toleranci. [15]



Obr. 14) Vřeteno iSA 1500 [14]

Výrobce dále k vřetenu nabízí i frekvenční měnič, který je v tomto případě též vhodný, neboť se na frézce bude obrábět více druhů materiálu a z toho důvodu je nutné měnit otáčky (a kroutící moment) nástroje. Proto volím tento frekvenční měnič, doporučený výrobcem:



Obr. 15) Frekvenční měnič SKC 1500 [14]

4.3 Návrh posuvové soustavy osy X

V této části bude řešen návrh a dále výpočet pro lineární posuvovou soustavu osy X. Po rešerši věnované této oblasti bylo dosaženo závěru, že na trhu jsou k dispozici celkem čtyři typy způsobů řešení přenosu rotačního na lineární pohyb a to buď ozubený řemen s protikusem, ozubený hřeben s pastorkem, trapézový šroub s maticí nebo kuličkový šroub s maticí. [2]

Pro výběr nejvhodnější varianty bude použito podobné metody jako při výběru konceptu řešení celé frézky. Tabulky pro výběr vypadají následovně (tab. 10):

Tab 10) Hodnocení lineárních posuvových soustav A

Vlastnost	Ozubený řemen			Ozubený hřeben		
	Váha	Hodnocení	Výsledek	Váha	Hodnocení	Výsledek
Tuhost	10	6	60	10	7	70
Účinnost	4	5	20	4	5	20
Cena	8	9	72	8	8	64
Opotřebení	7	7	49	7	8	56
Přesnost	10	6	60	10	6	60
Celkem			261			270

Druhé dvě varianty:

Tab 11) Hodnocení lineárních posuvových soustav B

Vlastnost	Trapézový šroub			Kuličkový šroub		
	Váha	Hodnocení	Výsledek	Váha	Hodnocení	Výsledek
Tuhost	10	7	70	10	9	90
Účinnost	4	7	28	4	9	36
Cena	8	7	56	8	5	40
Opotřebení	7	6	42	7	8	56
Přesnost	10	7	70	10	9	90
Celkem			266			312

Nejvyšší tuhosti z předložených variant řešení dosahuje jasně kuličkový šroub, je to z důvodu předepnutí matice a tím vymezení vůle mezi šroubem a maticí. Z toho přímou úměrou vyplývá i přesnost posuvu. Pro ozubený řemen je potřeba navrhnout ještě napínací mechanismus, protože se při obrábění může postupně uvolňovat. Ozubený hřeben nemá dostatečně jemný krok a trapézový šroub disponuje větší vůlí mezi matkou a šroubem, která lze do jisté míry vymežit protikusem matky a pružinou, což ale není dostačující a optimální řešení vzhledem ke konstrukci kvalitnějšího stroje. Ze všech těchto důvodů je i opotřebení všech předložených návrhů vyšší než-li u kuličkového šroubu, který má jedinou nevýhodu vyšší cenu, která je ale vzhledem k funkci akceptovatelná. Proto volím pro posuvovou soustavu osy X a všech dalších os kuličkový šroub s maticí.

Dále je nutné navrhnout lineární vedení pro každou osu. Zde se opět nabízí více možností. První z nich je vedení kluzné, druhé valivé. Přestože oba typy se ještě dále rozlišují na více podtypů, lze o nich obecně napsat tvrzení, jak si stojí v celkovém hodnocení oproti sobě navzájem. Následující tabulka shrnuje nejdůležitější parametry vedení (tab. 12):

Tab 12) Hodnocení pro vedení stroje

Vlastnost	Kluzné vedení			Valivé vedení		
	Váha	Hodnocení	Výsledek	Váha	Hodnocení	Výsledek
Přesnost	10	6	60	10	9	90
Útlum	7	9	63	7	7	49
Tuhost	9	8	72	9	9	81
Životnost	7	9	63	7	8	56
Vůle	8	1	8	8	9	72
Tření	5	7	35	5	8	40
Cena	6	8	48	6	5	30
Celkem			349			418

Z této tabulky vychází jednoznačně lépe hodnocené valivé vedení. Podle tab. 12, dosahuje kluzné vedení vyšší přesnosti. Je to především z důvodu nižšího rozdílu mezi klidovým a třením za pohybu (které u kluzného vedení často způsobuje trhavý pohyb) a také díky vyšší přesnosti při nízkých rychlostech posuvu. Valivé vedení naopak dosahuje vyššího útlumu při vibračním zatížení na vedení a těž celkové tuhosti. Kde však valivé vedení zaostává je opotřebení styčných ploch a tím pádem i životnosti celého vedení.

Nejdůležitějším parametrem valivého vedení je možnost předepnutí a tím pádem i vymezení vůle mezi vedením a valivou (posuvovou) částí vedení. Protože je valivé vedení náročnější na výrobu už jen kvůli přesnosti výroby, většinou je cena vyšší než-li u vedení kluzného. Na současném trhu se ovšem pohybuje spousta výrobců tohoto typu vedení a tím se snižuje cena. [2]

Z těchto výše uvedených důvodů volím do osy X a všech dalších os vedení valivé. Valivé vedení se vyrábí v různém provedení. Ať už vodící tyče, podepřené vodící tyče nebo prizmatické (vedení s profilem). Obecně platí, že vodící tyče se při delších rozměrech mohou pod zatížením prohýbat, ale výhodou je, že vozík je na tyči uzavřený. Tuto značnou nevýhodu vylučuje tyč podepřená, ovšem s tou nevýhodou, že vozík nemůže být na tyči uzavřený a proto se mohou do kuliček ve vedení dostat nečistoty, což pro životnost a přesnost vedení není žádoucí. Oboje tyto nevýhody eliminují prizmatické vedení, které jsou ale několikanásobně dražší. [4]

Z těchto důvodů bude na první počítanou osu použita metoda konečných prvků (pomocí programu Ansys 18.2 Workbench nebo Inventor 2017 Professional), aby se zjistilo, zda-li je verze vodící tyče dostatečně tuhá, aby nedocházelo k jejímu přílišnému prohnutí a tím znehodnocení celého stroje a dále podle výsledku budou uveden závěr.

4.3.1 Výpočet posuvového mechanismu osy X

Tímto se práce dostává k samotnému výpočtu každé osy. Nyní konkrétně k výpočtům osy X. Tato osa bude navržena takovým způsobem, že kuličkový šroub a vedení bude pevně přichyceno ke stolu, a naopak matice a vozíky budou přichyceny k rámu stolu. Touto konstrukcí se zvýší tuhost samotného stolu (bude se méně prohýbat) a zároveň poměr využití velikostí vedení a stolu bude nižší. Ušetří se tedy materiál. Protože v předchozí části bylo vyhodnoceno, že pro mechanismus posuvu se bude využívat kuličkového šroubu, volím kuličkový šroub od firmy HIWIN s označením R12- 05K4- FSCDIN s parametry v tab. 13:

Tab 13) Hodnoty pro KŠM v ose X

Veličina	Hodnota [jednotka]
Rychlost při rychloposuvu	$v_p = 0,083$ [m/s]
Stoupání KŠ	$P = 5$ [mm]
Koeficient uložení šroubu	$k_d = 1,88$ [-]
Koeficient bezpečnosti	$k_k = 2,05$ [-]
Menší průměr kuličkového šroubu	$d_k = 9,9$ [mm]
Vzdálenost ložisek	$l_{dx} = 517$ [mm]
Řezná síla	$F_C = 155,128$ [N]
Hmotnost osy X	$m_x = 51,8$ [kg]
Čas potřebný k dosažení v_p	$t_p = 0,2$ [s]
Jmenovitý průměr KŠ	$d_0 = 12$ [mm]
Otáčkový faktor	$D_{nmax} = 90000$ [ot/min]
Dynamická tuhost KŠ	$C_{dyn} = 5500$ [N]

Na základě těchto parametrů uvedených výrobcem, byly spočítány následující údaje a to s podporou firemního katalogu [18] a literatury [2]:

Otáčky KŠ v ose X při posuvu:

$$n_{ks} = \frac{v_p \cdot 60 \cdot 1000}{P} = \frac{0,083 \cdot 60 \cdot 1000}{5} = 1000 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (19)$$

Kritické otáčky KŠ v ose X:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{dx}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{9,9}{517^2} \cdot 10^8 = 6963 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (20)$$

Maximální přípustné otáčky KŠ v ose X:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 6963 \cdot 0,8 = 5571 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (21)$$

Kontrola maximálních otáček KŠ v ose X:

$$n_{ks} < n_{max} \Rightarrow 1000 < 5571 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (22)$$

Statická axiální síla působící na KŠ v ose X:

$$F_{Asx} = F_C = 155,128 \text{ [N]} \quad (23)$$

Zrychlení KŠ v ose X:

$$a_x = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,083}{0,2} = 0,417 \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (24)$$

Dynamická axiální síla působící na KŠ v ose X:

$$F_{Adx} = m_x \cdot a_x = 51,8 \cdot 0,417 = 21,583 \text{ [N]} \quad (25)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla na KŠ v ose X:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{dx}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{9,9^4}{517^2} \cdot 10^5 = 7367 \text{ [N]} \quad (26)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla na KŠ v ose X:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 7367 \cdot 0,5 = 3684 \text{ [N]} \quad (27)$$

Kontrola vzpěrné stability KŠ v ose X:

$$(F_{Asx} + F_{Adx}) < F_{kmax} \Rightarrow (155,128 + 21,583) < 3684 \Rightarrow \text{platí} \quad (28)$$

Otáčkový faktor:

$$D_n = d_0 \cdot n_{ks} = 12 \cdot 1000 = 12000 \text{ [-]} \quad (29)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n < D_{nmax} \Rightarrow 12000 < 90000 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (30)$$

Upravená (zjednodušená) střední hodnota zatížení v ose X:

$$F_m = F_{Asx} + F_{Adx} \cdot 0,75 = 155,128 + 21,583 \cdot 0,75 = 171,315 \text{ [N]} \quad (31)$$

Životnost ložisek v otáčkách v ose X:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{5500}{171,315} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,309 \cdot 10^{10} \text{ [ot]} \quad (32)$$

Střední hodnota otáček pro rychlost posuvu v ose X

$$n_m = n_{ks} \cdot 0,75 = 1000 \cdot 0,75 = 750 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right] \quad (33)$$

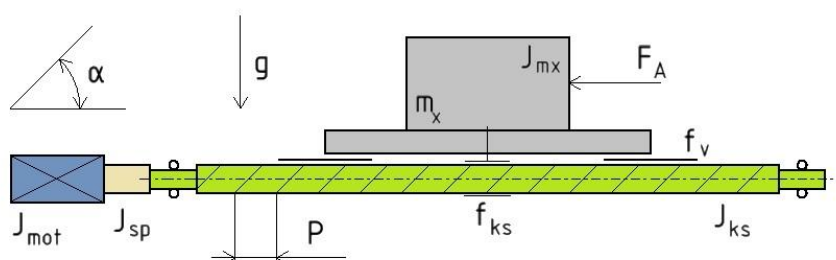
Životnost ložisek v hodinách v ose X:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{5500}{171,315} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{750 \cdot 60} = 7,353 \cdot 10^5 \text{ [h]} \quad (34)$$

Navrhovaný kuličkový šroub je předimenzovaný a i přestože upravená hodnota středního zatížení je počítána zvýšeně oproti katalogu a to z důvodu vyšší bezpečnosti. Pro zamýšlený mechanismus je to ovšem v pořádku a tak jeho životnost převýší zamýšlenou dobu. Dále pak výrobce menší průměr šroubu ani nenabízí.

4.3.2 Výpočet pohonu osy X

Pohon pro osu X bude vypočten podle následujícího schéma:



Obr. 16) Schéma pro výpočet pohonu v ose X

A dále také podle následujících parametrů:

Tab 14) Hodnoty pro pohon v ose X

Veličina	Hodnota [jednotka]
Účinnost kuličkových ložisek	$\eta_L = 0,92$ [-]
Účinnost KŠM	$\eta_{ks} = 0,92$ [-]
Účinnost valivého vedení	$\eta_v = 0,98$ [-]
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0$ [°]
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_v = 0,005$ [-]
Ekvivalentní součinitel tření v KŠ	$f_{ks} = 0,003$ [-]
Následující řádky byly zjištěny z modelu v Inventoru 2017:	
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 20 \cdot 10^{-6}$ [kg*m ²]
Moment setrvačnosti spojky	$J_{sp} = 3,969 \cdot 10^{-6}$ [kg*m ²]
Moment setrvačnosti KŠM	$J_{ksx} = 8,067 \cdot 10^{-6}$ [kg*m ²]

Výpočty jsou provedeny pomocí literatury [2]:

Celková účinnost soustavy v ose X:

$$\eta_c = \eta_L \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_v = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,829 \text{ [-]} \quad (35)$$

Minimální potřebný kroutící moment motoru v ose X ze statického hlediska:

$$M_{sx} = \frac{F_C \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot 1000} = \frac{155,128 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 0,829 \cdot 1000} = 0,149 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (36)$$

Potřebné úhlové zrychlení motoru v ose X:

$$\varepsilon_{mx} = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_x \cdot 1000}{P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,417 \cdot 1000}{5} = 523,599 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \quad (37)$$

Na základě statických výpočtů volím krokový motor Ezi-SERVO-BK-MP8-56M s kroutícím momentem 1N.m, od firmy Raveo [17]:

Předeprnutí KŠ v ose X:

$$F_P = 0,35 \cdot F_C = 0,35 \cdot 155,128 = 54,295 \text{ [N]} \quad (38)$$

Ztrátový moment pasivních odporů způsobený gravitací v ose X:

$$M_{GTx} = \frac{m_x \cdot 9,81 \cdot f_v \cdot \cos(\alpha) \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = \frac{51,8 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 2,022 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (39)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM v ose X:

$$M_{KSMx} = \frac{F_P \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - \eta_{ks}^2) + \frac{0,5 \cdot m_x \cdot 9,81 \cdot f_v \cdot f_{ks} \cdot d_0 \cdot \cos(\alpha)}{1000} = \frac{54,295 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 51,8 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 12 \cdot \cos(0)}{1000} = 6,682 \cdot 10^{-3} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (40)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel v ose X:

$$M_{redx} = M_{Gx} \cdot M_{GTx} + M_{KSMx} = 0 + 2,022 \cdot 10^{-3} + 6,682 \cdot 10^{-3} = 8,704 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (41)$$

Moment setrvačnosti hmotnosti redukováný do osy X:

$$J_{mx} = m_x \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 = 51,8 \cdot \left(\frac{5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 = 3,28 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (42)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na motor v ose X:

$$J_{redx} = J_{mot} + J_{sp} + J_{ksx} + J_{mx} = 20 \cdot 10^{-6} + 3,969 \cdot 10^{-6} + 8,067 \cdot 10^{-6} + 3,28 \cdot 10^{-5} = 6,484 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (43)$$

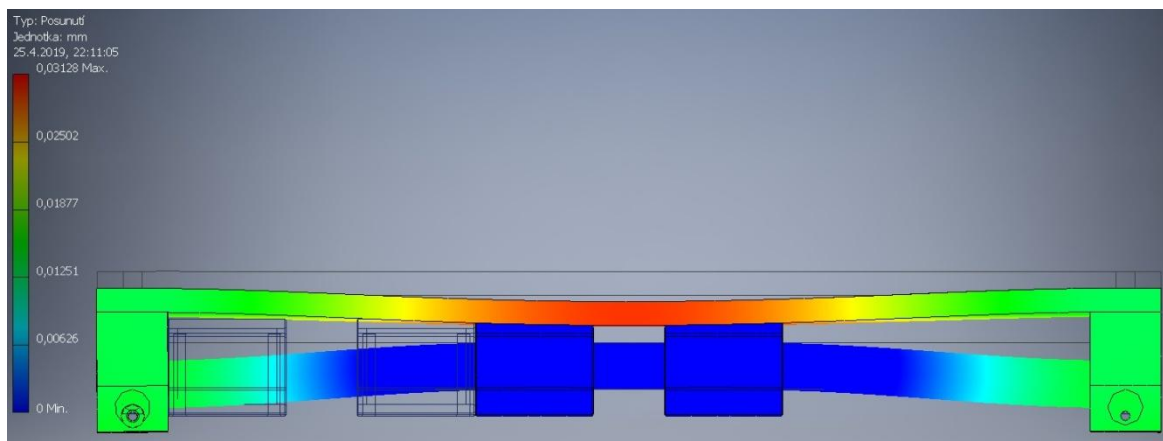
Minimální potřebný krouticí moment motoru v ose X z dynamického hlediska:

$$M_{xd} = J_{redx} \cdot \varepsilon_{mx} + M_{redx} = 6,484 \cdot 10^{-5} \cdot 523,599 + 8,704 \cdot 10^{-3} = 0,043 [N \cdot m] \quad (44)$$

Zvolený motor je pro vypočítané zatížení dostatečný, neboť splňuje jak statické, tak dynamické podmínky pro danou aplikaci.

4.3.3 Výpočet zatížení vedení osy X

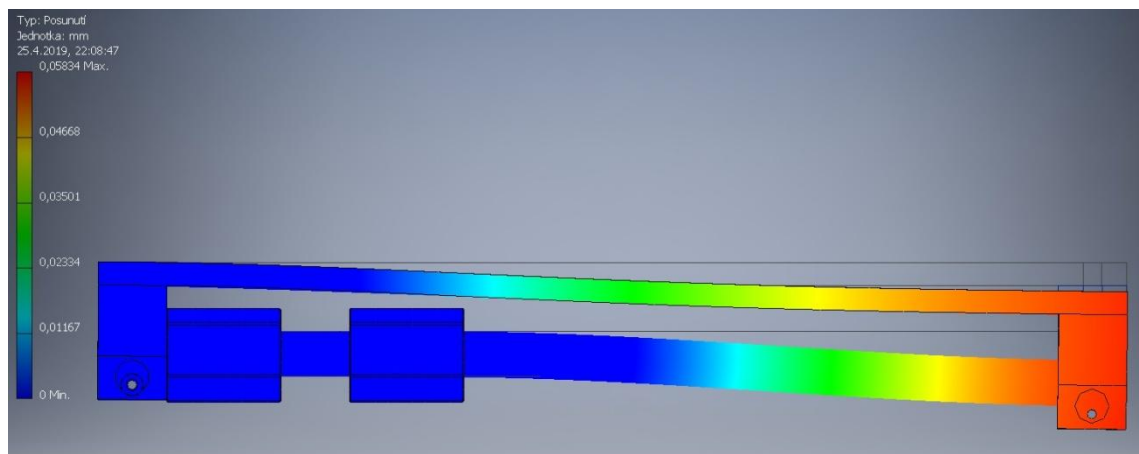
Ve výše uvedené kapitole bylo psáno, že vedení bude pro každou osu valivé. V rámci snížení nákladů na celou frézu je nutné vyzkoušet, jak si v tomto návrhu obstojí valivé vedení vedené pomocí nepodepřených tyčí. Výsledky jsou viditelné na obr. 17:



Obr. 17) MKP výpočet průhybu v ose X při působení statických sil

Jak je z obr. 17 patrné, průhyb nastává nejvíce na ploše pracovního stolu, na který působí jako okrajové podmínky tíhová síla a řezná síla, a průhyb samotného stolu je ještě přičten k průhybu samotných tyčí, který činí 0,019mm. Je nutné podotknout, že tyče mají průměr 20mm, což už začíná být na hobby stroj poměrně hodně. Fakt, že se tyče prohnu o 0,019mm by byl v pořádku, neboť zadaná opakovatelná přesnost celého stroje je 0,05mm. Ovšem toto zatížení nastává pouze při zátěži na střed stolu. Druhého extrému může nabývat

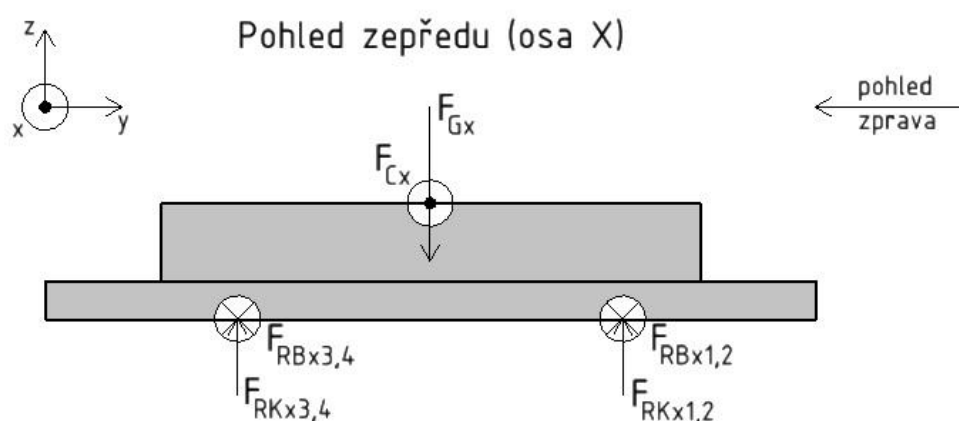
průhyb, pokud bude celý stůl ve své konečné poloze a budou na něj působit ohybové momenty a to následovně:



Obr. 18) MKP výpočet průhybu při působení ohybového momentu

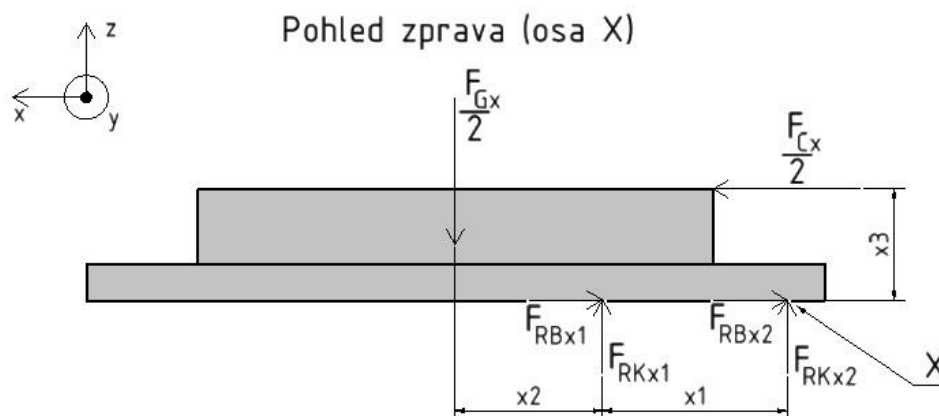
Při působení ohybového momentu již nastává průhyb na tyčích více než 0,05mm, což může kolidovat s vyšší opakovatelnou přesností než je dána v parametrech stolu. Dále by vozíky byly namáhány vyšší silou, než je pro mě počítáno a nedosahovaly by takové životnosti. A nakonec, samotné tyče nedosahují takové tuhosti jako lineární prismatické vedení a mají nižší vlastní frekvence, mohlo by se tedy stát, že navržené vřeteno, které dosahuje až 20 000ot/min, by při vlastním házení 0,01mm, se konstrukce dostala do rezonance a tím by celý stroj nebyl provozuschopný. Z těchto důvodů bude pro každou osu použito lineární prismatické vedení.

Jako výrobce tohoto vedení volím opět HIWIN. Protože navržená konstrukce nemá v podkladech příklady pro výpočet ekvivalentní síly pro určení životnosti ložisek, počítám zatížení podle následujícího schéma:



Obr. 19) Schéma k výpočtu zatížení vozíků v ose X - pohled zepředu

Jelikož jde o symetrické zatížení, stačí tedy, pokud bude spočítána pouze jedna strana vedení s polovičními vnějšími zátežnými silami a to podle obr. 20:



Obr. 20) Schéma k výpočtu zatížení vozíků v ose X - pohled zprava

Dále pro výpočet budou užity následující hodnoty:

Tab 15) Hodnoty pro výpočet zatížení vozíků v ose X

Veličina	Hodnota [jednotka]
Řezná síla	$F_{Cx} = 155 \text{ [N]}$
Tíhová síla	$F_{Gx} = 518 \text{ [N]}$
Vzd. vozíku 1 od bodu X	$x_1 = 188,6 \text{ [mm]}$
Vzd. těžiště od vozíku 1	$x_2 = 47,5 \text{ [mm]}$
Vzd. působíště řezné síly od bodu X	$x_3 = 235,2 \text{ [mm]}$

Pro výpočet zatížení vozíků platí následující vztahy. Pro zjednodušení označování sil bylo použito označení R jako reakční síla v bodě působení (na vozíky) a B nebo K jako boční nebo kolmá síla na daný vozík.

Statická rovnováha sil v ose X:

$$\frac{F_{Cx}}{2} - F_{RBx1} - F_{RBx2} = 0 \quad (45)$$

Statická rovnováha sil v ose Z:

$$F_{RKx1} + F_{RKx2} - \frac{F_{Gx}}{2} = 0 \quad (46)$$

Statická rovnováha momentů sil kolem osy Y k označenému bodu X:

$$-F_{RKx1} \cdot a + \frac{F_{Gx}}{2} \cdot (x_1 + x_2) + \frac{F_{Cx}}{2} \cdot x_3 = 0 \quad (47)$$

Po úpravě výše uvedených vztahů lze vyjádřit následující:

$$F_{RKx1} = \frac{\frac{F_{Gx}}{2} \cdot (x_1 + x_2) + \frac{F_{Cx}}{2} \cdot x_3}{x_1} = \frac{\frac{518}{2} \cdot (188,6 + 47,5) + \frac{155}{2} \cdot 235,2}{188,6} = 420,88 \text{ [N]} = 420,88 \text{ [N]} \quad (48)$$

A následném dosazení:

$$F_{RKx2} = \frac{F_{Gx}}{2} - F_{RKx1} = \frac{518}{2} - 420,88 = -161,88 \text{ [N]} \quad (49)$$

Boční síly působící na vozík nelze určit ze vztahů, proto je předpokládáno, že tyto dvě síly budou vyvážet řeznou sílu stejným dílem, jsou si tedy rovny:

$$F_{RBx} = F_{RBx1} = F_{RBx2} \quad (50)$$

A proto:

$$F_{RBx} = \frac{F_{Cx}}{4} = \frac{155}{4} = 38,75 \text{ [N]} \quad (51)$$

Pro určení vozíku je nutné určit ten nejvíce zatížený vozík:

$$F_{RKxmax} = \max(|F_{RKx1}|, |F_{RKx2}|) = \max(|-420,88|, |-161,88|) = 420,88 \text{ [N]} \quad (52)$$

A pak zjednodušené střední zatížení na nejvíce namáhaný vozík:

$$F_{xmax} = F_{RBx} + F_{RKxmax} = 38,75 + 420,88 = 459,63 \text{ [N]} \quad (53)$$

Na základě vypočteného zatížení volím vedení s vozíkem HIWIN HGH 15 CA s následujícími parametry a pro výpočet je užito vztahů z katalogu [18]:

Tab 16) Parametry vozíku HIWIN HDH 15 CA

Veličina	Hodnota [jednotka]
Dynamické zatížení vozíků v ose X	C_{dynx} = 11380 [N]
Rychlost při rychloposuvu	v_x = 5 [m/min]

Jmenovitá životnost ložisek v metrech vozíku v ose X

$$L_x = \left(\frac{C_{dynx}}{F_{xmax}} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{11380}{459,63} \right)^3 \cdot 50000 = 7,589 \cdot 10^8 \text{ [m]} \quad (54)$$

Jmenovitá životnost ložisek v hodinách vozíku v ose X:

$$L_{hx} = \frac{L_x}{v_x \cdot 60} = \frac{7,589 \cdot 10^8}{5 \cdot 60} = 2,53 \cdot 10^6 \text{ [h]} \quad (55)$$

Navrhovaný vozík je jasně předimenzován a určitě vydrží déle, než je zamýšlená doba životnosti stroje. Ovšem tento vozík je nejmenší, jaký firma nabízí. Bylo by možné užít jejich miniaturních provedení vozíků, ale tyto vozíky již nelze využít z konstrukčního hlediska, poněvadž jsou příliš malé rozměrově.

4.4 Návrh posuvové soustavy osy Y

V této části bude navržen mechanismus posuvu, pohon a vedení osy Y. Navrhované konstrukční metody budou opět vycházet z rešerše a proto bude jako mechanismus volen kuličkový šroub s maticí a lineární prismatické vedení, stejně jako v ose X.

4.4.1 Výpočet posuvového mechanismu osy Y

Stejně jako v ose X, bude jako posuvový mechanismus počítán kuličkový šroub s maticí od firmy HIWIN s označením R12- 05K4- FSCDIN s rozdílem, že vedení se šroubem bude přichyceno na nosné konstrukci stroje. Pohybovat se bude celý stůl s maticí. Pro zvolený kuličkový šroub platí následující parametry:

Tab 17) Hodnoty pro KŠM v ose Y

Veličina	Hodnota [jednotka]
Rychlost při rychloposuvu	$v_p = 0,083 \text{ [m/s]}$
Stoupání KŠ	$P = 5 \text{ [mm]}$
Koeficient uložení šroubu	$k_d = 1,88 \text{ [-]}$
Koeficient bezpečnosti	$k_k = 2,05 \text{ [-]}$
Menší průměr kuličkového šroubu	$d_k = 9,9 \text{ [mm]}$
Vzdálenost ložisek	$l_{ldy} = 647 \text{ [mm]}$
Řezná síla	$F_c = 155,128 \text{ [N]}$
Hmotnost osy Y	$m_y = 29,5 \text{ [kg]}$
Čas potřebný k dosažení v_p	$t_p = 0,2 \text{ [s]}$
Jmenovitý průměr KŠ	$d_0 = 12 \text{ [mm]}$
Otáčkový faktor	$D_{nmax} = 90000 \text{ [ot/min]}$
Dynamická tuhost KŠ	$C_{dyn} = 5500 \text{ [N]}$

Výpočty jsou shodné jako pro osu X.

Otáčky KŠ v ose Y při posuvu:

$$n_{ks} = \frac{v_p \cdot 60 \cdot 1000}{P} = \frac{0,083 \cdot 60 \cdot 1000}{5} = 1000 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right] \quad (56)$$

Kritické otáčky KŠ v ose Y:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{ldy}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{9,9}{647^2} \cdot 10^8 = 4446 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right] \quad (57)$$

Maximální přípustné otáčky KŠ v ose Y:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 4446 \cdot 0,8 = 3557 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right] \quad (58)$$

Kontrola maximálních otáček KŠ v ose Y:

$$n_{ks} < n_{max} \Rightarrow 1000 < 3557 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (59)$$

Statická axiální síla působící na KŠ v ose Y:

$$F_{Asy} = F_c = 155,128 \text{ [N]} \quad (60)$$

Zrychlení KŠ v ose Y:

$$a_y = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,083}{0,2} = 0,417 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (61)$$

Dynamická axiální síla působící na KŠ v ose Y:

$$F_{Ady} = m_y \cdot a_y = 29,5 \cdot 0,417 = 12,292 [N] \quad (62)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla na KŠ v ose Y:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ldy}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{9,9^4}{647^2} \cdot 10^5 = 4704 [N] \quad (63)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla na KŠ v ose Y:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 4704 \cdot 0,5 = 2352 [N] \quad (64)$$

Kontrola vzpěrné stability KŠ v ose Y:

$$(F_{Asy} + F_{Ady}) < F_{kmax} \Rightarrow (155,128 + 12,292) < 2352 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (65)$$

Otáčkový faktor:

$$D_n = d_0 \cdot n_{ks} = 12 \cdot 1000 = 12000 [-] \quad (66)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n < D_{nmax} \Rightarrow 12000 < 90000 \Rightarrow \text{platí} \quad (67)$$

Upravená střední hodnota zatížení v ose Y:

$$F_m = F_{Asy} + F_{Ady} \cdot 0,75 = 155,128 + 12,292 \cdot 0,75 = 164,347 [N] \quad (68)$$

Životnost ložisek v otáčkách v ose Y:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{5500}{164,347} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,748 \cdot 10^{10} [ot] \quad (69)$$

Střední hodnota otáček pro rychlost posuvu v ose Y

$$n_m = n_{ks} \cdot 0,75 = 1000 \cdot 0,75 = 750 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (70)$$

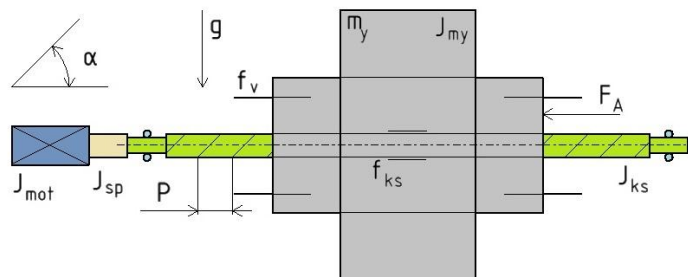
Životnost ložisek v hodinách v ose Y:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{5500}{164,347} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{750 \cdot 60} = 8,329 \cdot 10^5 [h] \quad (71)$$

I pro osu Y platí, že navrhovaný kuličkový šroub je předimenzovaný, platí zde ale stejné podmínky jako pro osu X.

4.4.2 Výpočet pohonu osy Y

K výpočtu pohonu osy Y bude využito následujícího schéma, které shrnuje kinematiku:



Obr. 21) Schéma pro výpočet pohonu osy Y

A také bude využito následujících hodnot:

Tab 18) Hodnoty pro pohon v ose Y

Veličina	Hodnota [jednotka]
Účinnost kuličkových ložisek	$\eta_L = 0,92$ [-]
Účinnost KŠM	$\eta_{ks} = 0,92$ [-]
Účinnost valivého vedení	$\eta_v = 0,98$ [-]
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0$ [°]
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_v = 0,005$ [-]
Ekvivalentní součinitel tření v KŠ	$f_{ks} = 0,003$ [-]
Následující řádky byly zjištěny z modelu v Inventoru 2017:	
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 20 \cdot 10^{-6}$ [kg·m ²]
Moment setrvačnosti spojky	$J_{sp} = 3,969 \cdot 10^{-6}$ [kg·m ²]
Moment setrvačnosti KŠM	$J_{ksy} = 10,150 \cdot 10^{-6}$ [kg·m ²]

Celková účinnost soustavy v ose Y:

$$\eta_c = \eta_L \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_v = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,829 \text{ [-]} \quad (72)$$

Minimální potřebný kroutící moment motoru v ose Y ze statického hlediska:

$$M_{sy} = \frac{F_C \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot 1000} = \frac{155,128 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 0,829 \cdot 1000} = 0,149 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (73)$$

Potřebné úhlové zrychlení motoru v ose Y:

$$\varepsilon_{my} = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_y \cdot 1000}{P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,417 \cdot 1000}{5} = 523,599 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \quad (74)$$

Na základě těchto výpočtů volím pro osu Y stejný pohon jako v ose X a to krokový motor od firmy Raveo Ezi-SERVO-BK-MP8-56M.

Předepnutí KŠ v ose Y:

$$F_P = 0,35 \cdot F_C = 0,35 \cdot 155,128 = 54,295 \text{ [N]} \quad (75)$$

Ztrátový moment pasivních odporů způsobený gravitací v ose Y:

$$M_{GTy} = \frac{m_y \cdot 9,81 \cdot f_v \cdot \cos(\alpha) \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = \frac{29,5 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 1,151 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (76)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM v ose Y:

$$M_{KSMY} = \frac{F_P \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - \eta_{ks}^2) + \frac{0,5 \cdot m_y \cdot 9,81 \cdot f_v \cdot f_{ks} \cdot d_0 \cdot \cos(\alpha)}{1000} = \frac{54,295 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 29,5 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 12 \cdot \cos(0)}{1000} = 6,663 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (77)$$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel v ose Y:

$$M_{redy} = M_{Gy} \cdot M_{GTy} + M_{KSMY} = 0 + 1,151 \cdot 10^{-3} + 6,663 \cdot 10^{-3} = 7,814 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (78)$$

Moment setrvačnosti hmotnosti redukovaný do osy Y:

$$J_{my} = m_y \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 = 29,5 \cdot \left(\frac{5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 = 1,868 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (79)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na motor v ose Y:

$$J_{redy} = J_{mot} + J_{sp} + J_{ksy} + J_{my} = 20 \cdot 10^{-6} + 3,969 \cdot 10^{-6} + 10,150 \cdot 10^{-6} + 1,868 \cdot 10^{-5} = 5,28 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (80)$$

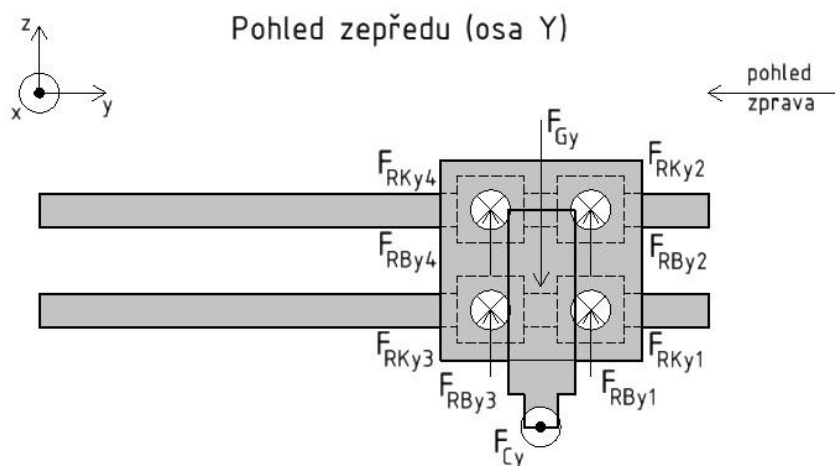
Minimální potřebný kroutící moment motoru v ose Y z dynamického hlediska:

$$M_{yd} = J_{redy} \cdot \varepsilon_{my} + M_{redy} = 5,28 \cdot 10^{-5} \cdot 523,599 + 7,814 \cdot 10^{-3} = 0,035 [N \cdot m] \quad (81)$$

Zvolený motor je pro vypočítané zatížení dostatečný, neboť splňuje jak statické, tak dynamické podmínky pro danou aplikaci.

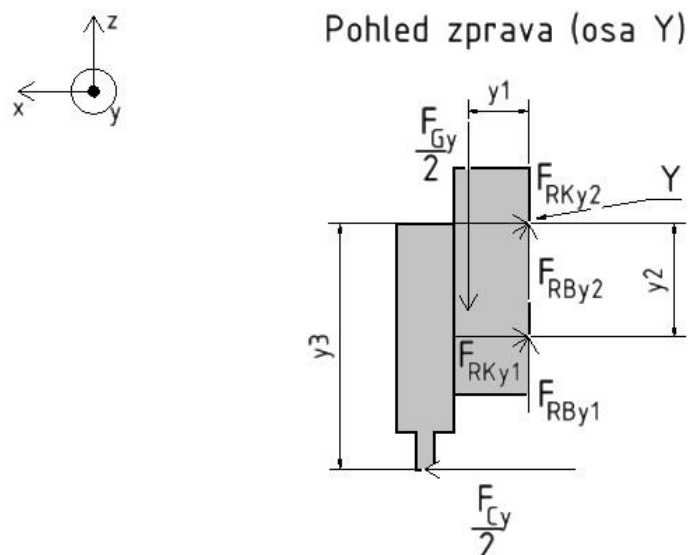
4.4.3 Výpočet zatížení vedení osy Y

Na základě osy X již pro tuto osu navrhuji rovnou lineární prismatické vedení. Ekvivalentní zatížení bude počítáno na základě tohoto schéma:



Obr. 22) Schéma pro výpočet zatížení vozíků v ose Y - pohled zepředu

Opět se v této ose jedná o symetrické zatížení a proto lze počítat zjednodušeně zatížení pouze z jedné strany, kde vnější síly nabývají pouze poloviční velikosti a to následovně:



Obr. 23) Schéma k výpočtu zatížení vozíků v ose Y - pohled zprava

Dále pro výpočet budou využívány následující hodnoty:

Tab 19) Hodnoty pro výpočet zatížení vozíků v ose Y

Veličina	Hodnota [jednotka]
Řezná síla	$F_{Cy} = 155 \text{ [N]}$
Tíhová síla	$F_{Gy} = 29,5 \text{ [N]}$
Vzd. těžiště od bodu Y	$y_1 = 82,4 \text{ [mm]}$
Vzd. vozíku 1 od bodu Y	$y_2 = 73,6 \text{ [mm]}$
Vzd. působiště řezné síly od bodu Y	$y_3 = 331,1 \text{ [mm]}$

Platí následující vztahy, podobné jako při výpočtu v ose X:

Statická rovnováha sil v ose X:

$$\frac{F_{Cy}}{2} - F_{RKY1} - F_{RKY2} = 0 \quad (82)$$

Statická rovnováha sil v ose Z:

$$F_{RBy1} + F_{RBy2} - \frac{F_{Gy}}{2} = 0 \quad (83)$$

Statická rovnováha momentů sil kolem osy Y k označenému bodu X:

$$\frac{F_{Gy}}{2} \cdot y_1 + F_{RKY1} \cdot y_2 - \frac{F_{Cy}}{2} \cdot y_3 = 0 \quad (84)$$

Po úpravě výše uvedených vztahů lze vyjádřit následující:

$$F_{RKY1} = \frac{\frac{F_{Cy}}{2} \cdot y_3 - \frac{F_{Gy}}{2} \cdot y_1}{y_2} = \frac{\frac{155}{2} \cdot (331,1) - \frac{29,5}{2} \cdot 82,4}{73,6} = 183,509 \text{ [N]} \quad (85)$$

A následném dosazení:

$$F_{RKY2} = \frac{F_{Cy}}{2} - F_{RKY1} = \frac{155}{2} - 183,509 = -106,009 \text{ [N]} \quad (86)$$

Boční síly působící na vozík nelze určit ze vztahů, proto je předpokládáno, že tyto dvě síly budou vyrovnávat řeznou sílu stejným dílem, jsou si tedy opět rovny:

$$F_{RBy} = F_{RBy1} = F_{RBy2} \quad (87)$$

A proto:

$$F_{RBy} = \frac{F_{Gy}}{4} = \frac{29,5}{4} = 73,75 \text{ [N]} \quad (88)$$

Pro určení vozíku je nutné určit ten nejvíce zatížený vozík:

$$F_{RKYmax} = \max(|F_{RKY1}|, |F_{RKY2}|) = \max(|183,509|, |-106,009|) = 183,509 \text{ [N]} \quad (89)$$

A pak zjednodušené střední zatížení na nejvíce namáhaný vozík:

$$F_{ymax} = F_{RBy} + F_{RKYmax} = 73,75 + 183,509 = 257,259 \text{ [N]} \quad (90)$$

Stejně jako v ose X volím vedení s vozíkem HGH 15 CA od firmy HIWIN s těmito parametry:

Veličina	Hodnota [jednotka]
Dynamické zatížení vozíků v ose Y	$C_{dyny} = 11380 \text{ [N]}$
Rychlost při rychloposuvu	$v_y = 5 \text{ [m/min]}$

Jmenovitá životnost ložisek v metrech vozíku v ose Y

$$L_y = \left(\frac{C_{dyny}}{F_{y\max}} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{11380}{257,259} \right)^3 \cdot 50000 = 4,328 \cdot 10^9 [m] \quad (91)$$

Jmenovitá životnost ložisek v hodinách vozíku v ose Y:

$$L_{hy} = \frac{L_y}{v_y \cdot 60} = \frac{4,328 \cdot 10^9}{5 \cdot 60} = 1,443 \cdot 10^7 [h] \quad (92)$$

Navrhovaný vozík je opět jasně předdimenzován a určitě vydrží déle, než je zamýšlená doba životnosti stroje. Ovšem platí zde stejné podmínky jako pro osu X.

4.5 Návrh posuvové soustavy osy Z

Stejně jako v předchozích osách bude jako mechanismus posuvu volen kuličkový šroub s maticí a jako lineární vedení bude navrženo valivé vedení prismatické.

4.5.1 Výpočet posuvového mechanismu osy Z

Opět volím jako posuvový mechanismus kuličkový šroub R12- 05Kd- FSCDIN se stejným provedením jako v ose X. Tedy kuličkový šroub bude spolu s vedením pevně přichycen k lóži osy Z a bude se pohybovat na základě pevně uchycené matice k lóži osy Y. Pro zvolený kuličkový šroub platí následující parametry:

Tab 20) Hodnoty pro KŠM v ose Z

Veličina	Hodnota [jednotka]
Rychlost při rychloposuvu	$v_p = 0,058 [m/s]$
Stoupání KŠ	$P = 5 [mm]$
Koeficient uložení šroubu	$k_d = 1,88 [-]$
Koeficient bezpečnosti	$k_k = 2,05 [-]$
Menší průměr kuličkového šroubu	$d_k = 9,9 [mm]$
Vzdálenost ložisek	$l_{dz} = 377 [mm]$
Řezná síla	$F_c = 155,128 [N]$
Hmotnost osy Z	$m_z = 27,5 [kg]$
Čas potřebný k dosažení v_p	$t_p = 0,2 [s]$
Jmenovitý průměr KŠ	$d_0 = 12 [mm]$
Otáčkový faktor	$D_{n\max} = 90000 [ot/min]$
Dynamická tuhost KŠ	$C_{dyn} = 5500 [N]$

Výpočty jsou podobné jako v předchozích osách.

Otáčky KŠ v ose Z při posuvu:

$$n_{ks} = \frac{v_p \cdot 60 \cdot 1000}{P} = \frac{0,058 \cdot 60 \cdot 1000}{5} = 700 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (93)$$

Kritické otáčky KŠ v ose Z:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{dz}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{9,9}{377^2} \cdot 10^8 = 13100 \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (94)$$

Maximální přípustné otáčky KŠ v ose Z:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 13100 \cdot 0,8 = 10480 \left[\frac{ot}{min}\right] \quad (95)$$

Kontrola maximálních otáček KŠ v ose Z:

$$n_{ks} < n_{max} \Rightarrow 700 < 13100 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (96)$$

Statická axiální síla působící na KŠ v ose Z:

$$F_{Asz} = m_z \cdot 9,81 = 27,5 \cdot 9,81 = 269,775 [N] \quad (97)$$

Zrychlení KŠ v ose Z:

$$a_z = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,058}{0,2} = 0,292 \left[\frac{m^2}{s}\right] \quad (98)$$

Dynamická axiální síla působící na KŠ v ose Z:

$$F_{Adz} = m_z \cdot a_z = 27,5 \cdot 0,292 = 8,021 [N] \quad (99)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla na KŠ v ose Z:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ldz}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{9,9^4}{377^2} \cdot 10^5 = 13860 [N] \quad (100)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla na KŠ v ose Z:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 13860 \cdot 0,5 = 6928 [N] \quad (101)$$

Kontrola vzpěrné stability KŠ v ose Z:

$$(F_{Asz} + F_{Adz}) < F_{kmax} \Rightarrow (269,775 + 8,021) < 6928 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (102)$$

Otáčkový faktor:

$$D_n = d_0 \cdot n_{ks} = 12 \cdot 1000 = 12000 [-] \quad (103)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n < D_{nmax} \Rightarrow 12000 < 90000 \Rightarrow \text{platí} \quad (104)$$

Upravená střední hodnota zatížení v ose Z:

$$F_m = F_{Asz} + F_{Adz} \cdot 0,75 = 269,775 + 8,021 \cdot 0,75 = 275,791 [N] \quad (105)$$

Životnost ložisek v otáčkách v ose Z:

$$L_o = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{5500}{275,791}\right)^3 \cdot 10^6 = 7,931 \cdot 10^9 [ot] \quad (106)$$

Střední hodnota otáček pro rychlost posuvu v ose Z

$$n_m = n_{ks} \cdot 0,75 = 700 \cdot 0,75 = 525 \left[\frac{ot}{min}\right] \quad (107)$$

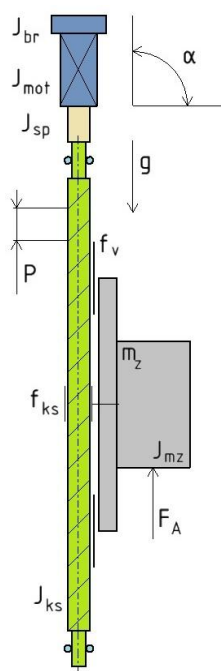
Životnost ložisek v hodinách v ose Z:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{5500}{275,791} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{525 \cdot 60} = 2,518 \cdot 10^5 [h] \quad (108)$$

I pro osu Z je navrhovaný kuličkový šroub předimenzován, platí zde ale stejné podmínky jako v předchozích osách.

4.5.2 Výpočet pohonu osy Z

Pro výpočet pohonu bude užito následujícího schéma:



Obr. 24) Schéma pro výpočet pohonu osy Z

Do výpočtu budou vstupovat tyto parametry:

Tab 21) Hodnoty pro pohon v ose Z

Veličina	Hodnota [jednotka]
Účinnost kuličkových ložisek	$\eta_L = 0,92 [-]$
Účinnost KŠM	$\eta_{ks} = 0,92 [-]$
Účinnost valivého vedení	$\eta_v = 0,98 [-]$
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 90 [^\circ]$
Vzdálenost těžiště od vedení	$b = 82,4 [mm]$
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_v = 0,005 [-]$
Ekvivalentní součinitel tření v KŠ	$f_{ks} = 0,003 [-]$
Následující řádky byly zjištěny z modelu v Inventoru 2017:	
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 20 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti spojky	$J_{sp} = 3,969 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti KŠM	$J_{ks} = 5,835 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti brzdy	$J_{br} = 12 \cdot 10^{-6} [kg \cdot m^2]$

Celková účinnost soustavy v ose Z:

$$\eta_c = \eta_L \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_v = 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,829 [-] \quad (109)$$

Minimální potřebný kroutící moment motoru v ose Z ze statického hlediska:

$$M_{sz} = \frac{F_C \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot 1000} + \frac{m_z \cdot 9,81 \cdot \sin(\alpha) \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot 1000} =$$

$$\frac{155,128 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot 1000} + \frac{16,72 \cdot 9,81 \cdot \sin(90) \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 0,829 \cdot 1000} =$$

$$0,408 [N \cdot m] \quad (110)$$

Potřebné úhlové zrychlení motoru v ose Z:

$$\varepsilon_{mz} = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_z \cdot 1000}{P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,292 \cdot 1000}{5} = 366,519 \left[\frac{rad}{s^2} \right] \quad (111)$$

I pro tuto osu volím krokový motor od firmy Raveo Ezi-SERVO-BK-MP8-56M, nyní včetně brzdy pro zastavení samovolného pohybu kuličkového šroubu, neboť není (např. oproti trapézovému šroubu) samosvorný.

Předepnutí KŠ v ose Z:

$$F_P = 0,35 \cdot F_C = 0,35 \cdot 155,128 = 54,295 [N] \quad (112)$$

Zatěžování motoru vlivem přesouvání hmot v ose Z:

$$M_{Gz} = \frac{3 \cdot m_z \cdot 9,81 \cdot b \cdot f_v \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot l_{dz}} = \frac{3 \cdot 27,5 \cdot 9,81 \cdot 82,4 \cdot 0,005 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 377} =$$

$$0,704 [N \cdot m] \quad (113)$$

Ztrátový moment způsobený odporem v KŠM v ose Z:

$$M_{KSMz} = \frac{F_P \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - \eta_{ks}^2) + \frac{0,5 \cdot m_z \cdot 9,81 \cdot f_v \cdot f_{ks} \cdot d_0 \cdot \cos(\alpha)}{1000} =$$

$$\frac{54,295 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 27,5 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 12 \cdot \cos(90)}{1000} =$$

$$6,637 \cdot 10^{-3} [N \cdot m] \quad (114)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel v ose Z:

$$M_{redz} = M_{Gz} \cdot M_{GTz} + M_{KSMz} = 0,704 + 0 + 6,637 \cdot 10^{-3} =$$

$$0,71 [N \cdot m] \quad (115)$$

Moment setrvačnosti hmotnosti redukováný do osy Z:

$$J_{mz} = m_z \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 = 27,5 \cdot \left(\frac{5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \right)^2 =$$

$$1,741 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (116)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na motor v ose Z:

$$J_{redz} = J_{mot} + J_{sp} + J_{ksz} + J_{br} + J_{mz} =$$

$$20 \cdot 10^{-6} + 3,969 \cdot 10^{-6} + 5,835 \cdot 10^{-6} + 12 \cdot 10^{-6} + 1,741 \cdot 10^{-5} =$$

$$5,922 \cdot 10^{-5} [kg \cdot m^2] \quad (117)$$

Minimální potřebný krouticí moment motoru v ose Z z dynamického hlediska:

$$M_{zd} = J_{redz} \cdot \varepsilon_{mz} + M_{redz} = 5,922 \cdot 10^{-5} \cdot 366,519 + 071 = 0,732 [N \cdot m] \quad (118)$$

Zvolený motor je pro vypočítané zatížení dostatečný, neboť splňuje jak statické, tak dynamické podmínky pro danou aplikaci. Tato osa dosahuje vyšší nároky na pohon z důvodu kolmého sklonu vůči ostatním osám.

4.5.3 Výpočet zatížení vedení osy Z

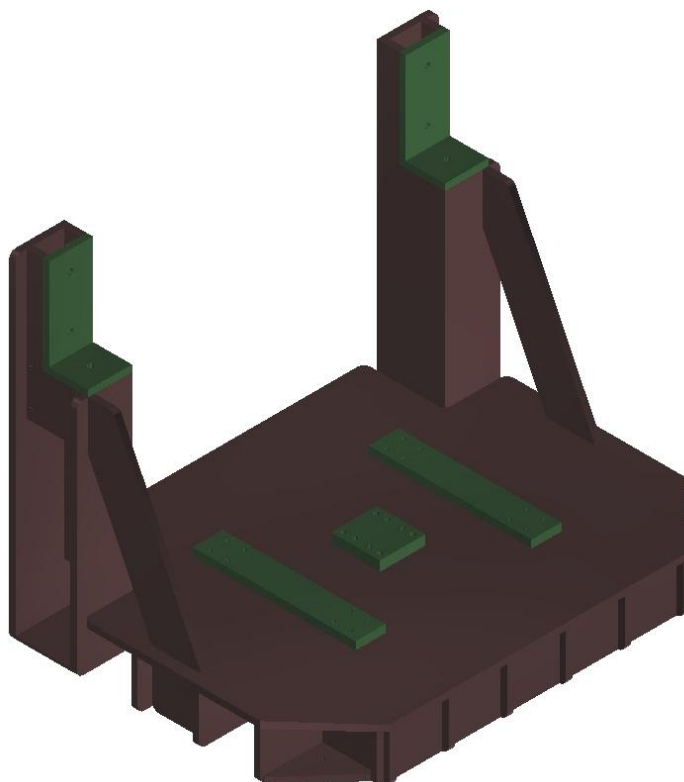
V této ose již zatížení na vedení počítáno nebude, neboť zatížení od tíhové a řezné síly bude nižší než u předchozích os z důvodu menší hmotnosti a také kratších délek celého vedení, a tím pádem působení menších ohybových momentů. Protože bude navrženo stejného vedení jako v ostatních osách a to HGH 15 CA, je vedení shledáno dostatečně dimenzované.

4.6 Návrh nosné konstrukce

V této části práce bude popsána konstrukce celého stroje a jakým způsobem bude skládána. Pro popis jsou vybrány čtyři základní části a to rám, tedy nosná konstrukce, zajišťující dostatečnou tuhost, osa X uložená na rámu, osa Y sloužící jako příčník a osa Z, uložená na saních na příčníku. Pro vytvoření vizualizace bylo použito různých barev na díly, aby bylo možné části stroje patřičně popsat.

4.6.1 Nosný rám

Na počátku této práce bylo zvoleno, že typ celého stroje bude zaměřen na portálovou konstrukci s posuvným stolem. Na následujícím obr. 25 je nosná konstrukce vidět:



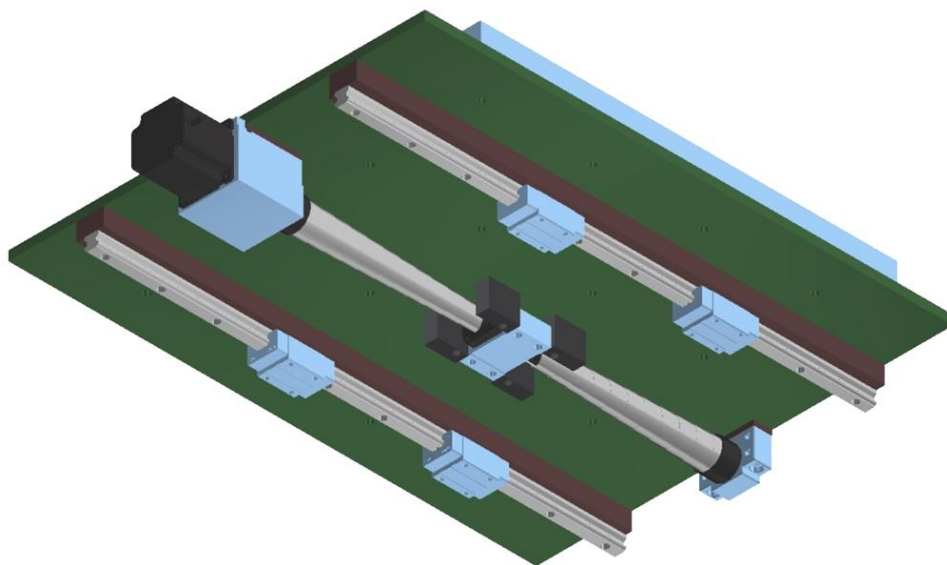
Obr. 25) Nosná konstrukce stroje

Celý nosný rám bude zkonstruován z výpalků plechu o tloušťce 10mm, které budou následně svařeny a dále budou obrobena důležitá plocha a díry. Bude to tedy svařenec a to z důvodu, že stroj nebude vyráběn sériově, a proto by nebylo vhodné rám odlévat. Je navržen tak, že spodní část je tvořena skládanými výpalky o stejném profilu, ke kterým je dále přiložena deska, která takto slouží jako víko. Zadní dva výpalky jsou větších rozměrů a to z důvodu vytvoření stojanů pro příčník. Tyto stojany jsou dále vyztuženy o vnitřní a šikmý výpalek. Na stojanech je dále vytvořena plocha z dalších obdélníkových výpalků. Na spodní skládaných výpalků jsou též patky pro uchycení celého stroje, popř. k přichycení nastavitelných nožiček.

Všechny styčné plochy výpalků budou k sobě následně přivařeny. Celý svařenec bude následně vyžihán a to z důvodu uvolnění vnitřního pnutí vzniknutého na základě svárů. Po vychladnutí budou obrobena zeleně označené plochy, aby byla zachována rovinnost pro uchycení dalších součástek. Součástí obrábění bude též vrtání předepsaných děr a to pro uchycení příčníku na obou sloupech, dále pro uchycení vozíků a domečku pro matici kuličkového šroubu na zelených obrobených plochách. Také budou vyvrtány díry na patkách rámu. Pro obrábění výpalků jsou voleny přídatky materiálu.

4.6.2 Pracovní stůl - osa X

Tato osa bude přichycena na obrobené desce upevněné na základní konstrukci stroje a to tak, že k této desce budou upevněny vozíky a domek pro matici kuličkového šroubu. K desce pracovního stolu tedy musí být uchyceny kolejničky.



Obr. 26) Konstrukce osy X

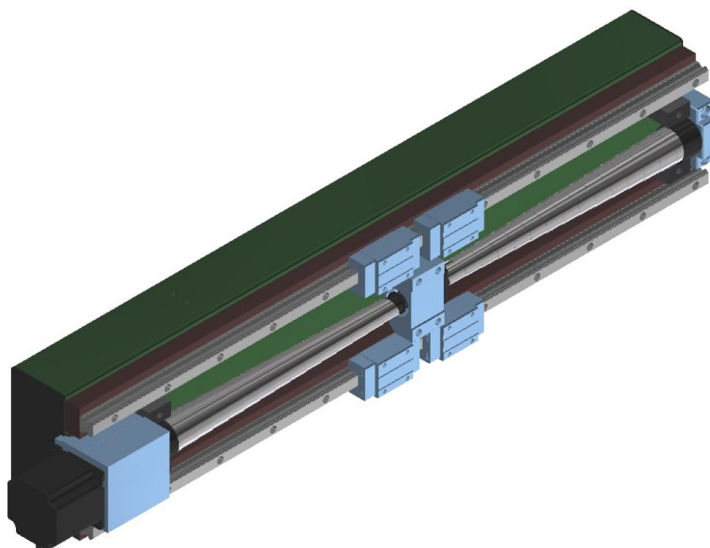
Aby bylo možné zachovat souosost obou ložisek pro kuličkový šroub, stejnou výšku s vozíky a zároveň jejich rovné uchycení, jsou všechny tyto části podloženy o různé profily a desky označené na obr. 26 hnědou barvou. Tyto části jsou k zelené desce přivařeny. Celá součást je dále vyžihána stejně jako v předchozí kapitole rám. Poté je nutné obrobit některé styčné plochy a díry.

Obrábět se budou plochy u přivařených desek pod držákem motoru a ložiskovým domečkem na druhé straně desky pro ustavení rovné plochy. Dále se budou obrábět plochy pod kolejničkami, taktéž pro zachování rovinnosti. Na jednom z těchto profilů bude také

obrobena hrana, která bude sloužit k ustavení kolejnice a to referenční hranou uvedenou výrobcem. Druhá kolejnice bude k této první v požadované vzdálenosti uchycena za pomoci úchylkoměru. Dále bude celá deska z horní strany (tedy té opačné, než je na obr. 26) obrobena pro zachování rovinnosti na uchycení pracovního stolu stroje. Poté budou vyvrtány veškeré předepsané díry. I zde platí, že pro obráběné plochy jsou voleny přídavky materiálu.

4.6.3 Příčník - osa Y

Celý příčník bude tvořen jedním silnostěnným profilem, vypadat bude následovně:



Obr. 27) Konstrukce osy Y

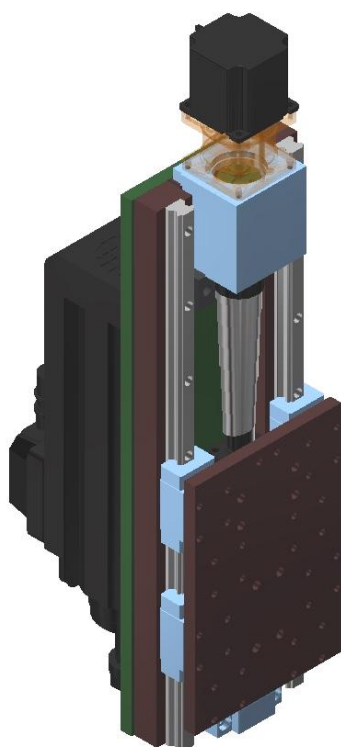
Stejně jako u osy X budou pod držák krokového motoru, domek ložiska z druhé strany a obě kolejnice vloženy profily či desky, na obr. 27 označené opět hnědou barvou. Tyto části budou k tomuto silnostěnnému profilu přivařeny. I příčník bude vyžihán z důvodu snížení vnitřního napětí vzniklého po svaření.

Obrobeny budou některé plochy. Stejně jako u osy X to budou plochy pod kolejnicemi, z nichž jedna bude mít obrobenou hranu pro stejné ustavení kolejnic jako u osy X. Dále to budou desky pod držákem motoru a ložiskem na druhé straně. Poté budou obrobeny předepsané díry. V rámci seřizování kolmosti os X a Y se bude silnostěnný profil natáčet po stykové ploše rámu a následně se uchyty pomocí šroubů. Při podkládání (popř. zaškrabávání) silnostěnného profilu se bude korigovat i kolmost os X a Z. U obráběných dílů budou předepsány přídavky materiálu.

4.6.4 Uložení vřeteníku - osa Z

U osy Z platí stejné podmínky jako u předchozích os a tedy, že pod držák motoru (tentokrát i s brzdou), protilehlý domek ložiska a kolejnice budou přivařeny desky a profily k základní desce. Celý svarek bude vyžihán a dále obroben na předepsaných plochách.

Obrobené plochy budou opět kolejnice (včetně ustavujících hran u jedné z nich), plochy pod držákem motoru a domkem ložiska. Mezi osy Y a Z bude vložena deska, která bude z obou stran obrobena pro zajištění rovinnosti. Korekce kolmosti os Y a Z nebude možná, bude přesná již z výroby. K této desce budou přichyceny vozíky vedení obou os. Dále budou vyvrtány požadované díry a to včetně děr pro uchycení vřetená. Veškeré popsání postupy jsou vidět na obr. 28:



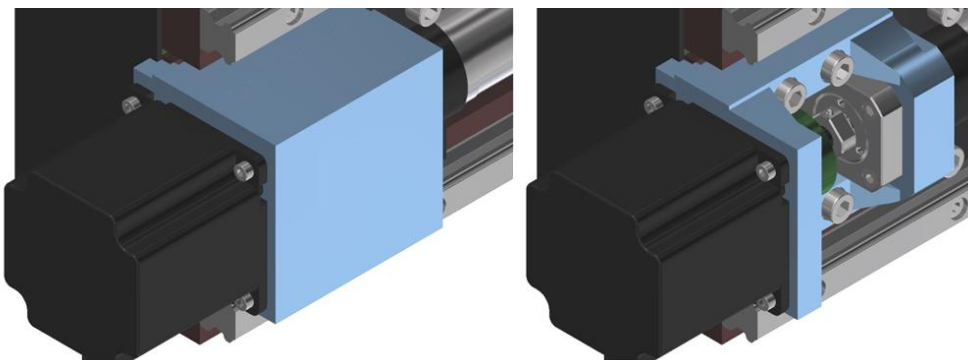
Obr. 28) Konstrukce osy Z

4.7 Bezpečnostní prvky

Každý navržený stroj, ať už profesionální úrovně a nebo jen hobby, by měl obsahovat prvky pro bezpečnost práce nejen pro obsluhu, ale i pro daný stroj. Z tohoto důvodu jsou na stroji navrženy následující bezpečnostní prvky.

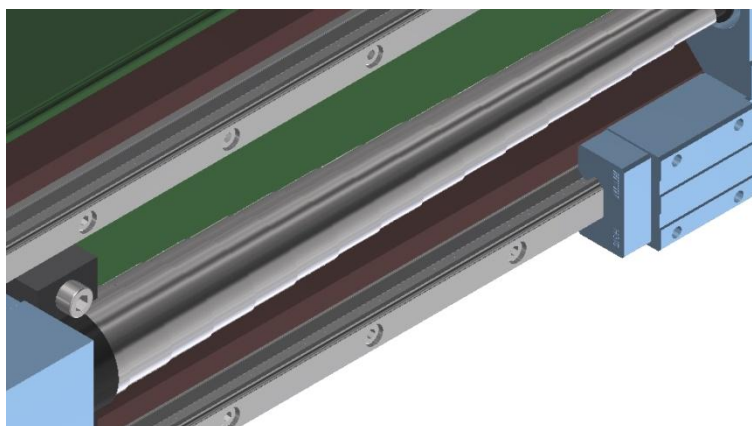
Prvním navrženým prvkem bude plexisklo, které bude chránit obsluhu především před třískami nebo manipulací se strojem během obrábění. Protože stroj je navržen jako stolní a vzhledem k jeho koncepci se nehodí umisťovat plexisklo přímo k rámu stroje nebo nějaké z os, bude tento bezpečnostní prvek umístěn zevně k celému stroji a bude ho celý obklopovat.

Dalšími prvky bude veškeré krytování rotačních částí stroje a to především krokových motorů, které se nacházejí uvnitř držáku na motor. V této části se nachází další rotační součást a to je pružná spojka. Dále se zde nachází i ložisko pro axiálně radiální přenášení sil od kuličkového šroubu. Tento kryt bude sloužit i proti vniknutí třísek od obrábění právě do tohoto prostoru. Na následujícím obrázku je krytování vidět:



Obr. 29) Vizualizace krytování krokových motorů

Pro ochranu jak obsluhy, tak kuličkových šroubů před vniknutím třísky bude spirálovitý kryt umístěn na všech kuličkových šroubech a to z obou stran od domečku pro matici kuličkového šroubu. Kryt je zobrazen na obr. 30:



Obr. 30) Vizualizace spirálovitého krytu na KŠ

Krytování lineárního vedení nebude třeba, protože vozíky budou vybaveny stěrači, nabízené výrobcem. Toto řešení je proti vniknutí třísky podle výrobce dostatečné a další krytování již nebude nutné. Čištění pracovního stolu od třísek bude především manuální.

Pro bezpečnost stroje např. při špatné komunikaci řízení s motory budou u každé osy umístěny gumové dorazy. Pokud domek pro matici kuličkového šroubu, popř. vozíky lineárního vedení do těchto dorazů narazí, vzroste proud na krokových motorech nad přípustné meze a tím se signalizuje odpojení konkrétního motoru pro jeho zastavení. Tyto dorazy jsou též vidět na obr. 30 před plastovým krytem.

Posledním bezpečnostním prvkem bude tlačítko centrálního zastavení, které po zmáčknutí odpojí celý stroj od zdroje.

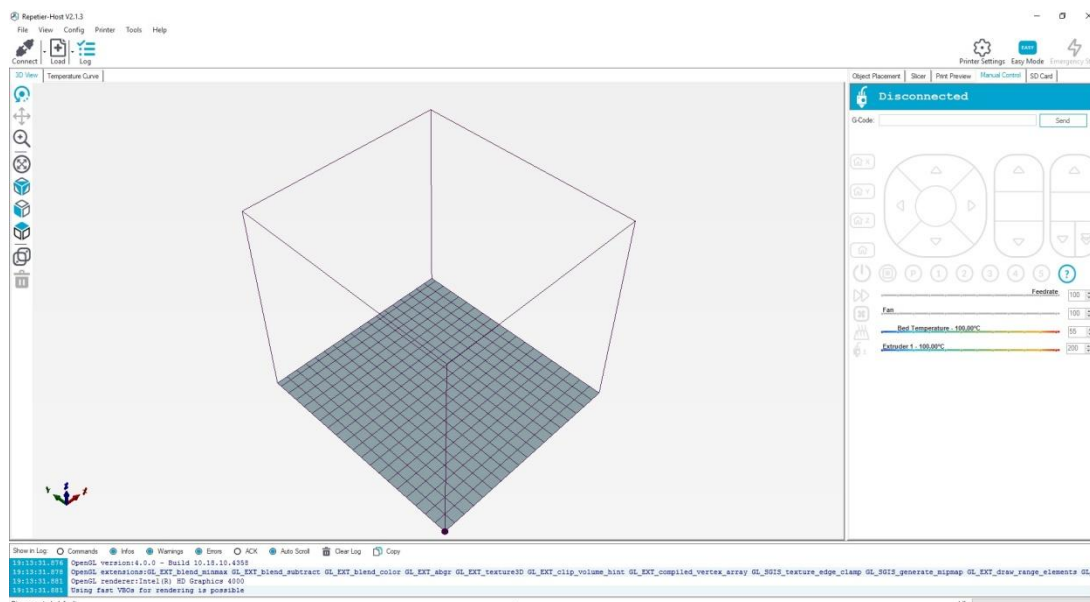
Přestože stroj je navrhován jako hobby a z toho důvodu bude především určen pro hobby dílny nebo školící střediska, obsluha bude muset být s ovládáním celého stroje a to včetně všech bezpečnostních prvků seznámen. Veškeré informace budou napsány v návodu, který bude dodáván společně s celým strojem. Zacházení se strojem bude v souladu s obecnými bezpečnostními pravidly o bezpečnosti práce s obráběcím strojem.

4.8 Návrh řídicího systému

Pro řízení tohoto malého CNC stroje je možné využít několik možností. Jde o již nesčetněkrát vyzkoušené systémy např. Arnote, LinuxCNC nebo Mach 3. K některým těmto řídicím softwarům je však nutné ještě pořídit hardware řídicí desky, popř. PLC. Již na začátku této práce byl zaveden cíl, že řídicí systém bude postaven na desce Arduino a to konkrétně Mega s mikrokontrolérem ATmega328P. Tuto desku je možné s celým kitem nakoupit na mnoho českých internetových obchodech. [19]

Pro zjednodušení práce s Arduinem již komunita připravila nástavbu pro desku s názvem Ramps 1.4. Tato deska je schopná ovládat až 3 osy naráz. Jako řídicí systém bude sloužit firmware Repetier, který je volně dostupný jako open-source a je zdarma, popř. je možné zaslat vývojářům drobný příspěvek za jeho realizaci. [20]

Komunikace mezi deskou a softwarem RepetierHost, běžícím na OS Windows, Mac i Linux, zprostředkovává rozhraní USB přes sériový port (COM). S tímto softwarem a řízením mám již zkušenosti z 3D tisku a vím tedy, že je to spolehlivý systém, který je dokonce možné díky volným pinům na desce Ramps 1.4 dále rozšiřovat o další digitální i analogové vstupy (nebo výstupy) a tím rozšiřovat a vylepšovat celý tento stroj na základě vlastní tvorby. Grafické rozhraní softwaru RepetierHost vypadá takto:



Obr. 31) Grafické rozhraní RepetierHost

Přestože je toto řízení určeno primárně pro 3D tiskárny, je možné ho kvalitně využít i pro frézování. Lze jednoduše ovládat manuálně osy, popř. předem připraveným g-kódem.

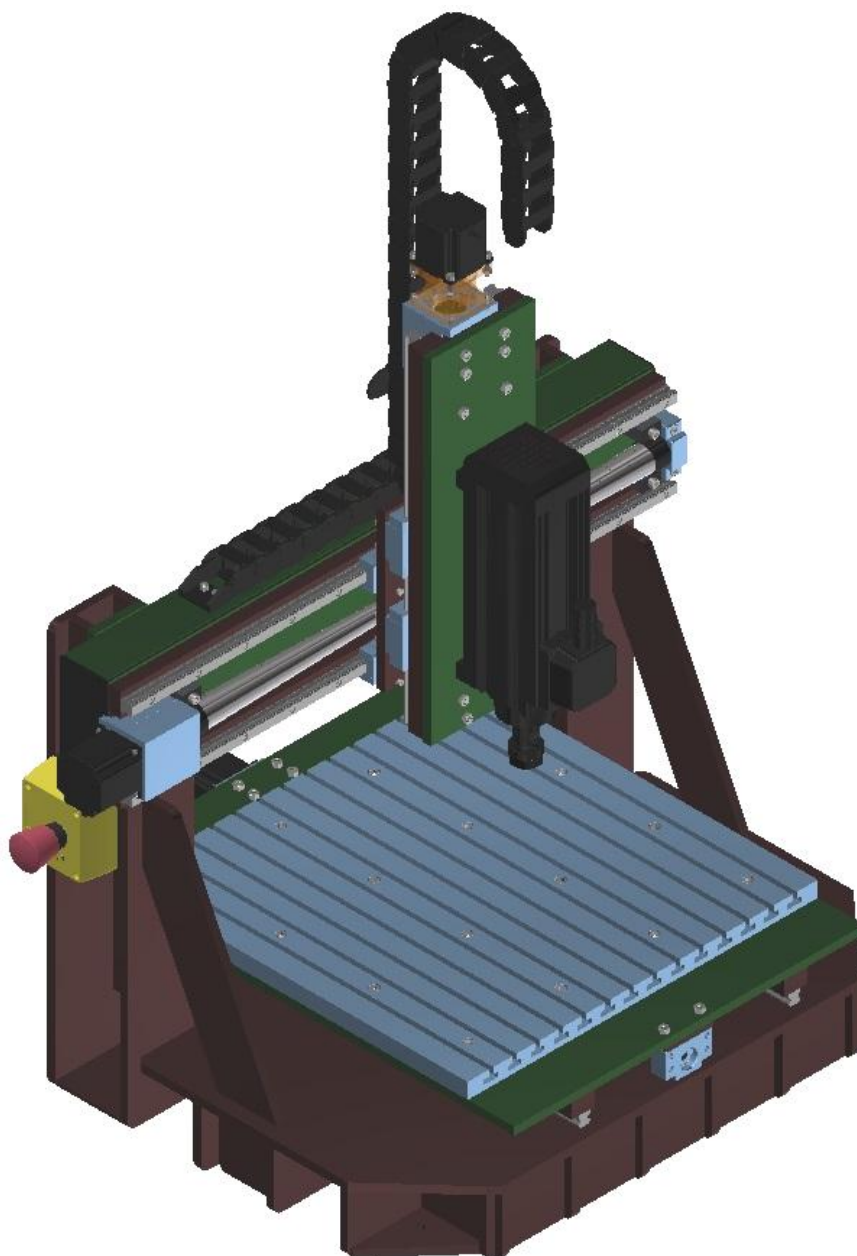
4.9 Vizualizace kompletního stroje

Navržený stroj má následující parametry:

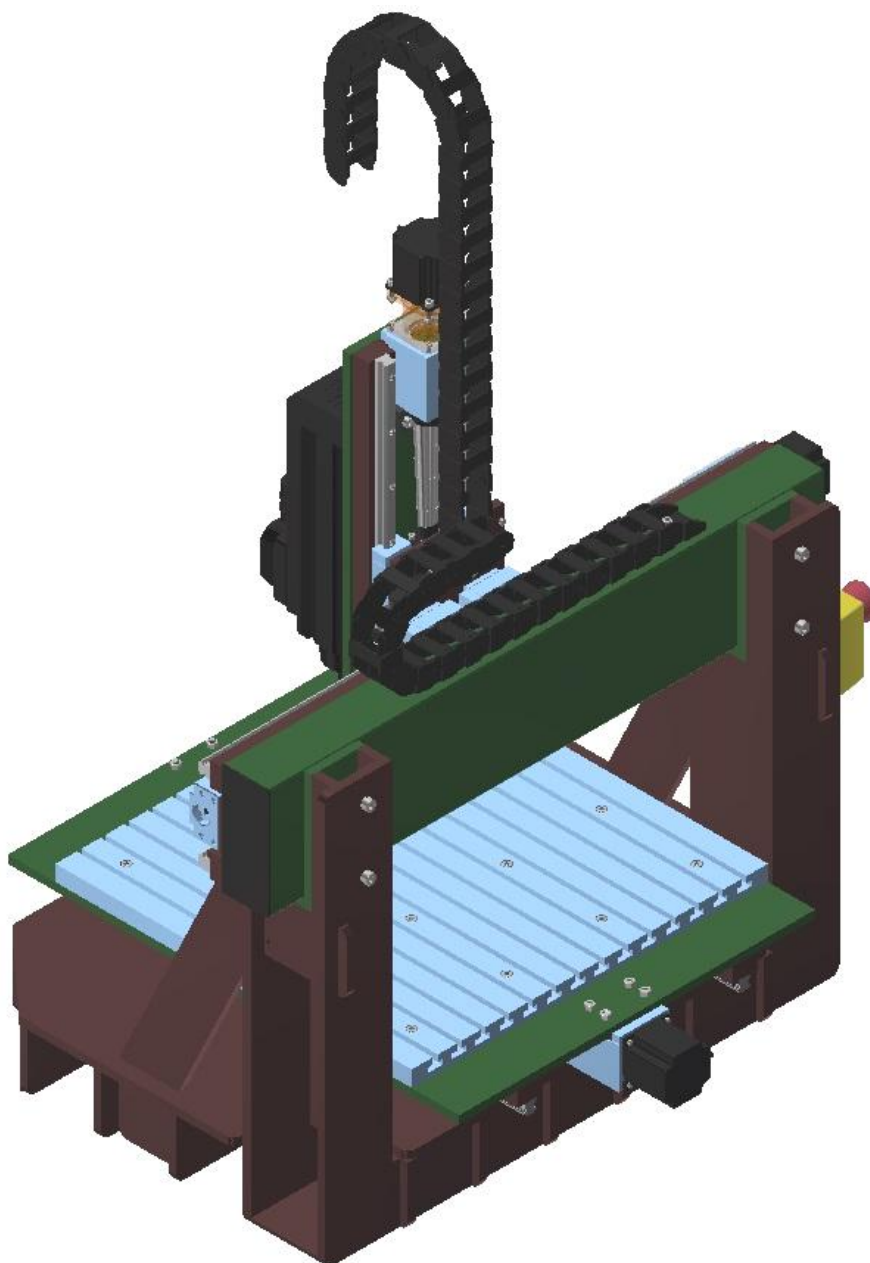
Tab 22) Parametry kompletního stroje

Popis	Parametry [jednotky]
Rozměry stroje (š/v/h)	740 x 530 x 575 [mm]
Rozměry pracovního stolu	450 x 450 [mm]
Rozsahy posuvů (X/Y/Z)	300 x 450 x 140 [mm]
Rychloposuv (X/Y)	5000 [mm/min]
Rychloposuv (Z)	3500 [mm/min]
Výkon vřetene	1500 [W]
Krouticí momenty pohonu os (X/Y/Z)	1 [N.m]
Řídící systém	Repetier

Původně navolené parametry, ze kterého se odrážel celý tento návrh se celkem podařilo splnit. Na následujících stránkách jsou již jen vizualizace celého navrženého stroje.



Obr. 32) Vizualizace kompletního stroje - zepředu



Obr. 33) Vizualizace kompletního stroje - zezadu

5 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zpočátku zabývala řešením v oblasti frézování a vrtání a dále pak obráběním na malých obráběcích strojích. Řešení obsahuje i malé stroje dostupné na dnešním trhu a jejich srovnání.

Dále jsou v práci na základě řešeršních poznatků voleny parametry pro navrhovaný stroj a multikriteriální metodou zvolen typ, který bude udávat směr konstrukce.

V dalších kapitolách již přichází vlastní návrh a dimenzování stroje v podobě výpočtu výkonu a kroutícího momentu vřetena a navrhování jeho otáček pro více druhů materiálů. Pro přenos kroutícího momentu na zvolené kuličkové šrouby s lineárním prismatickým vedením byly zvoleny krokové motory pro každou osu stroje. Nejprve bylo však nutné dostatečně dimenzovat tyto kuličkové šrouby a prismatické vedení..

V poslední kapitole návrhu se v práci zabývám nosnou konstrukcí a návrhem každé osy. Tato konstrukce většinou spočívá ve svaření výpalků o určité tloušťce, dále pak obrobení funkčních a důležitých ploch a děr pro osazení dalších dílů. Z toho důvodu tedy také nebude frézka určena pro sériovou výrobu. Některé tyto součásti byly dále zpracovány ve výkresové dokumentaci

V rámci zadání byly tímto všechny cíle splněny a navržená frézka bude použitelná pro cílené zákazníky, tedy pro hobby použití, školy popř. jiné školící ústavy.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Nakladatelství VUTIMUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [3] ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE [online]. Copyright ©D [cit. 07.04.2019]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf
- [4] ELUC. ELUC [online]. Copyright © 2000 [cit. 07.04.2019]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1824>
- [5] 2D frézování | ABE.TEC, s.r.o.. ABE.TEC, s.r.o. | Antistatika, ESD produkty, ESD podložky, ESD obuv, EPA prostory [online]. Dostupné z: <http://www.abetec.cz/cnc-frezky/2d-frezovani/>
- [6] RWetc. s.r.o.. RWetc. s.r.o. [online]. [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: <http://www.rwetc.com/>
- [7] GRAVOS.CZ - CNC TECHNOLOGIE A OBRÁBĚCÍ STROJE [online]. [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: <http://www.gravos.cz>
- [8] Proxxon MICRO Frézka FF 500/BL-CNC. ELESPO - ruční nářadí [online]. Copyright © 2010 [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: <https://www.elespo.cz/proxxon-micro-frezka-ff-500-bl-cnc#description>
- [9] CNC frézka KX1 | Svářečky-obchod.cz. Svářečky, svářečka, svářecí technika, inventory,co2 [online]. Copyright © 2008 [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: <https://www.svarecky-obchod.cz/kovoobrabeci-stroje/cnc-frezky/14579-cnc-frezka-kx1.htm>
- [10] Dřevo a kovoobráběcí stroje, nářadí, zahradní technika a servis | Značkové-nářadí.eu [online]. [cit. 19.03.2019]. Dostupné z: <https://www.znackove-naradi.eu/cnc-frezka-ikx1-a-121210.html#technical>
- [11] Dormer Pramet Website - Český. Document Moved [online]. Copyright © Dormer Pramet [cit. 13.04.2019]. Dostupné z: <https://www.dormerpramet.com/cs-cz>
- [12] Znalosti a zkušenosti . Document Moved [online]. Copyright © Sandvik Coromant [cit. 12.04.2019]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/pages/default.aspx>
- [13] Sandvik Coromant – výroba nástrojů a nabídka řešení pro obrábění. Document Moved [online]. Copyright © Sandvik Coromant [cit. 13.04.2019]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/pages/default.aspx>
- [14] From Components to Systems [online]. [cit. 25.4.2019] Dostupné z: <https://www.isel.com/>
- [15] <https://www.isel.com/en/mwdownloads/download/link/id/4741/> [online]. Copyright ©R [cit. 25.04.2019]. Dostupné z: <https://www.isel.com/en/mwdownloads/download/link/id/4741/>
- [16] Free 3D models, CAD files and 2D drawings - TraceParts. Redirecting to <https://www.traceparts.com/en> [online]. Copyright © copyright TraceParts S.A.S. 1990 [cit. 25.04.2019]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/en>
- [17] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION. RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. Copyright © [cit. 09.05.2019]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/>

- [18] *Download HWIN s.r.o., lineární technika, lineární vedení* [online]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/download>
- [19] LASKARDUINO.CZ. *LASKARDUINO.CZ* [online]. Copyright © Copyright LASKARDUINO.CZ. Všechna práva vyhrazena [cit. 13.05.2019]. Dostupné z: <https://laskarduino.cz/>
- [20] - Repetier Software. - *Repetier Software* [online]. Dostupné z: <https://www.repetier.com/>

7 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

7.1 Seznam zkratek

Symbol	Jednotka	Popis
A_{Dv}	[mm ²]	průřez třísky při vrtání
a_e	[mm]	šířka záběru
a_p	[mm]	hloubka záběru
$a_{x,y,z}$	[m/s ²]	zrychlení v dané ose
b_{Dv}	[mm]	jmenovitá šířka třísky při vrtání
C_{dyn}	[N]	dynamická tuhost KŠM
$C_{dynx,y}$	[N]	dynamická únosnost vozíku v dané ose
d_0	[mm]	jmenovitý průměr KŠM
D_f	[mm]	průměr frézy
d_k	[mm]	malý průměr závitu KŠM
D_n	[-]	otáčkový faktor
D_{nmax}	[-]	maximální otáčkový faktor dle výrobce KŠM
D_v	[mm]	průměr vrtáku
$F_{Adx,y,z}$	[N]	dynamická síla v dané ose na KŠM
$F_{Asx,y,z}$	[N]	statická axiální síla v dané ose na KŠM
F_{Cf}	[N]	celková řezná síla frézování
$F_{Cx,y}$	[N]	řezná síla v dané ose
F_f	[N]	síla posuvu při vrtání
$F_{Gx,y}$	[N]	tíhová síla v dané ose
F_k	[N]	maximální dovolená síla teoretická axiální síla KŠM
F_{kmax}	[N]	maximální dovolená provozní axiální síla KŠM
f_{ks}	[-]	ekvivalentní součinitel tření red. na poloměr KŠ
F_m	[N]	upravená střední hodnota zatížení na KŠM
f_o	[mm/ot]	posuv na otáčku
F_p	[N]	předepnutí KŠ
$F_{RBx,y}$	[N]	podílová boční síla na vozík v dané ose
$F_{RBx,y,1,2}$	[N]	boční síly na vozík 1, 2 v dané ose
$F_{RKx,y,1,2}$	[N]	kolmá síla na vozík 1, 2 v dané ose
$F_{RKx,y,max}$	[N]	maximální kolmá síla na vozík v dané ose
f_v	[-]	součinitel tření ve vodících plochách valivého vedení
$F_{x,y,max}$	[N]	maximální celková síla na vozík v dané ose

f_z	[mm/zub]	posuv na zub
f_{zv}	[mm/zub]	posuv na zub při vrtání
h_{Df}	[mm]	jmenovitá tloušťka třísky při frézování
h_{Dv}	[mm]	jmenovitá tloušťka třísky při vrtání
$J_{ksx,y,z}$	[kg.m ²]	moment setrvačnosti KŠM v dané ose
J_{mot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti kotvy motoru
$J_{mx,y,z}$	[kg.m ²]	moment setrvačnosti hmotnosti redukováný do dané osy
$J_{redx,y,z}$	[kg.m ²]	celkový moment setrvačnosti redukováný na motor v dané ose
J_{sp}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti pružné spojky
k_{cf}	[MPa]	měrná řezná síla při frézování
k_{cl}	[MPa]	měrná řezná síla materiálu
k_{cv}	[MPa]	měrná řezná síla při vrtání
k_d	[-]	koeficient uložení dle výrobce KŠM
k_k	[-]	koeficient bezpečnosti dle výrobce KŠM
L_h	[h]	životnost ložisek KŠM v hodinách
$L_{hx,y}$	[h]	životnost ložisek vozíků v hodinách v dané ose
$l_{ldx,y,z}$	[mm]	vzdálenost ložisek v dané ose pro KŠM
L_o	[ot]	životnost ložisek KŠM v otáčkách
$L_{x,y}$	[m]	životnost ložisek vozíků v metrech v dané ose
$M_{GTx,y,z}$	[N.m]	ztrátový moment pasivních odporů způsobený gravitací v dané ose
$M_{Gx,y,z}$	[N.m]	zatěžování pohonu vlivem přesouvání hmot v dané ose
M_{Kf}	[N.m]	krouťící moment na nástroji při frézování
$M_{KSMx,y,z}$	[N.m]	ztrátový moment způsobený odporem KŠM v dané ose
M_{Kv}	[N.m]	krouťící moment na nástroji při vrtání
$M_{redx,y,z}$	[N.m]	celkový moment zátěže redukováný na hřídel v dané ose
$M_{sx,y,z}$	[N.m]	minimální potřebný krouťící moment motoru v dané ose
$m_{x,y,z}$	[kg]	hmotnost dané osy
$M_{x,y,zd}$	[N.m]	minimální potřebný moment z pohledu dynamiky v dané ose
n_f	[ot/min]	otáčky nástroje při frézování
n_k	[ot/min]	kritické otáčky KŠM
n_{ks}	[ot/min]	otáčky KŠM při posuvu
n_m	[ot/min]	střední hodnota otáček pro rychloposuv v ose
n_{max}	[ot/min]	maximální přípustné otáčky KŠM
n_v	[ot/min]	otáčky nástroje při vrtání
P	[mm]	stoupání šroubovice KŠM
P_f	[W]	výkon vřetena při frézování

P_v	[W]	výkon vřetena při vrtání
$P_{x,y}$	[N]	ekvivalentní síla na vozík v dané ose
t_p	[s]	čas rozběhu na rychlost posuvu
T_v	[HB]	tvrdost materiálu
V_{cf}	[m/min]	řezná rychlost frézování
V_{cv}	[m/min]	řezná rychlost při vrtání
V_{ff}	[mm/min]	rychlost posuvu při frézování
V_{fv}	[mm/min]	rychlost posuvu při vrtání
V_p	[m/s]	rychlost osy při rychloposuvu
$V_{x,y}$	[m/min]	rychlost pohybu vozíků v dané ose
$x_{1,2,3}$	[mm]	vzdálenosti při zatížení vozíků v daném schématu
$y_{1,2,3}$	[mm]	vzdálenosti při zatížení vozíků v daném schématu
z_f	[-]	počet zubů frézy
z_v	[-]	počet zubů vrtáku
α	[°]	úhel sklonu vedení
γ_{fo}	[°]	ortogonální úhel čela frézy
γ_{fo}	[°]	ortogonální úhel čela vrtáku
$\varepsilon_{mx,y,z}$	[N.m]	požadované úhlové zrychlení motoru v dané ose
η_c	[-]	celková účinnost
η_{ks}	[-]	účinnost KŠM
η_L	[-]	účinnost kuličkových ložisek uložení KŠ
η_v	[-]	účinnost valivého vedení
κ_{fr}	[°]	úhel nastavení ostří frézy
κ_{fr}	[°]	úhel nastavení ostří vrtáku

7.2 Seznam tabulek

TAB 1) PROXXON FF 500/BL PARAMETRY [8]	21
TAB 2) NUMCO IKX1 A PARAMETRY [9].....	22
TAB 3) GRAVOS GV 21 2A PARAMETRY [7].....	23
TAB 4) RWETC. MALÁ PORTÁLOVÁ FRÉZKA PARAMETRY [6]	24
TAB 5) HODNOCENÍ DANÝCH KONCEPTŮ	27
TAB 6) VOLBA PARAMETRŮ STROJE	29
TAB 7) MATERIÁLOVÉ HODNOTY ALSI < 10% [SANDVIK]	30
TAB 8) PARAMETRY FRÉZY DORMER S8238.0 [11].....	30
TAB 9) PARAMETRY VRTÁKU DORMER R4586.0 [11]	31
TAB 10) HODNOCENÍ LINEÁRNÍCH POSUVOVÝCH SOUSTAV A.....	34

TAB 11) HODNOCENÍ LINEÁRNÍCH POSUVOVÝCH SOUSTAV B.....	34
TAB 12) HODNOCENÍ PRO VEDENÍ STROJE	35
TAB 13) HODNOTY PRO KŠM V OSE X.....	36
TAB 14) HODNOTY PRO POHON V OSE X	38
TAB 15) HODNOTY PRO VÝPOČET ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE X.....	41
TAB 16) PARAMETRY VOZÍKU HIWIN HDH 15 CA.....	42
TAB 17) HODNOTY PRO KŠM V OSE Y	43
TAB 18) HODNOTY PRO POHON V OSE Y	45
TAB 19) HODNOTY PRO VÝPOČET ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE Y.....	47
TAB 20) HODNOTY PRO KŠM V OSE Z	49
TAB 21) HODNOTY PRO POHON V OSE Z.....	51
TAB 22) PARAMETRY KOMPLETNÍHO STROJE	58

7.3 Seznam obrázků

OBR. 1) VÁLCOVÉ FRÉZOVÁNÍ A) NESOUSLEDNÉ, B) SOUSLEDNÉ [3] ...	17
OBR. 2) FRÉZOVÁNÍ ČELNÍ [3].....	18
OBR. 3) POPIS ŠROUBOVITÉHO VRTÁKU [4]	18
OBR. 4) SCHÉMA STOLNÍ FRÉZKY	20
OBR. 5) PROXXON FF 500/BL [8].....	20
OBR. 6) NUMCO IKX1 A [9]	21
OBR. 7) SCHÉMA PORTÁLOVÉ FRÉZKY	22
OBR. 8) GRAVOS GV 21 2 A [7]	23
OBR. 9) RWETC. MALÁ PORTÁLOVÁ FRÉZKA [6].....	24
OBR. 10) GRAF VELIKOSTÍ STOLŮ	25
OBR. 11) GRAF VELIKOSTÍ POSUVŮ	25
OBR. 12) GRAF POMĚRŮ VELIKOSTÍ STOLU KU POSUVŮM.....	26
OBR. 13) GRAF VÝKONŮ VŘETEN.....	26
OBR. 14) VŘETENO ISA 1500 [14]	33
OBR. 15) FREKVENČNÍ MĚNIČ SKC 1500 [14].....	33
OBR. 16) SCHÉMA PRO VÝPOČET POHONU V OSE X	37
OBR. 17) MKP VÝPOČET PRŮHYBU V OSE X PŘI PŮSOBENÍ STATICKÝCH SIL 39	
OBR. 18) MKP VÝPOČET PRŮHYBU PŘI PŮSOBENÍ OHYBOVÉHO MOMENTU.....	40
OBR. 19) SCHÉMA K VÝPOČTU ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE X - POHLED ZEPŘEDU.....	40

OBR. 20) SCHÉMA K VÝPOČTU ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE X - POHLED ZPRAVA	41
OBR. 21) SCHÉMA PRO VÝPOČET POHONU OSY Y	45
OBR. 22) SCHÉMA PRO VÝPOČET ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE Y - POHLED ZEPŘEDU	47
OBR. 23) SCHÉMA K VÝPOČTU ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ V OSE Y - POHLED ZPRAVA	47
OBR. 24) SCHÉMA PRO VÝPOČET POHONU OSY Z.....	51
OBR. 25) NOSNÁ KONSTRUKCE STROJE.....	53
OBR. 26) KONSTRUKCE OSY X	54
OBR. 27) KONSTRUKCE OSY Y	55
OBR. 28) KONSTRUKCE OSY Z	56
OBR. 29) VIZUALIZACE KRYTOVÁNÍ KROKOVÝCH MOTORŮ	56
OBR. 30) VIZUALIZACE SPIRÁLOVITÉHO KRYTU NA KŠ	57
OBR. 31) GRAFICKÉ ROZHRANÍ REPETIERHOST.....	58
OBR. 32) VIZUALIZACE KOMPLETNÍHO STROJE - ZEPŘEDU	59
OBR. 33) VIZUALIZACE KOMPLETNÍHO STROJE - ZE ZADU.....	60

8 SEZNAM PŘÍLOH

SEZNAM VÝKRESŮ:

01/DP	CELKOVÁ SESTAVA FRÉZKY
02-01/DP	VÝKRES SVAŘENCE NOSNÉ KONSTRUKCE
03-00/DP	PODSESTAVA OSY X
05-01/DP	VÝROBNÍ VÝKRES DESKY Y/Z