



# 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 CNC FRÉZKY PRO MODELÁŘSKÉ DÍLNY

DESIGN OF CNC MILLING MACHINES FOR MODELING WORKSHOPS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Zdeněk Kovács

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2018



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Zdeněk Kovács</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jan Pavlík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

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

## Návrh CNC frézky pro modelářské dílny

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení malé CNC frézky pro účely modelářské dílny. Materiál obrobku: dřevo, plast, lehké slitiny (Al, Zn, atd.). Rozměrové a výkonnostní charakteristiky budou součástí rešerše a návrhu stroje.

### Cíle diplomové práce:

- 1) Důkladná analýza problematiky
- 2) Návrh variant řešení s technicko–ekonomickým zhodnocením
- 3) Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model
- 4) Výpočtová zpráva
- 5) Výkresová dokumentace vybraných uzlů

### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 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 2017/18

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 CNC frézky pro účely modelářské dílny. V první části je provedena rešerše v oblasti malých CNC frézovacích strojů pro lepší seznámení s touto problematikou. Informace získané v první části práce jsou použity pro stanovení parametrů navrhovaného stroje. Poslední část se zabývá konstrukčním návrhem a realizací v podobě 3D modelu.

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the design of a CNC milling machine for the purpose of modeling workshop. In the first part is carried out the search in the field of small CNC milling machines for better familiarization with this issue. The information obtained in the first part of the thesis is used for determination the parameters of the designed machine. The last part deals with the design and realization in the form of a 3D model.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Modelářská CNC frézka, vřeteno, lineární posuvová soustava, konstrukce malé CNC portálové frézky s posuvným stolem.

## **KEYWORDS**

Hobby CNC milling machine, spindle, linear feed system, design of the small CNC milling machine with moving table.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOVÁCS, Z. *Návrh CNC frézky pro modelářské dílny*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2018, 91 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto chci poděkovat panu Ing. Janu Pavlíkovi, PhD. za odborné vedení a poskytnutí cenných rad, které mi byly přínosem při psaní této práce.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

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

V Brně dne 24. května 2018

.....

Kovács Zdeněk



# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>1 FRÉZOVÁNÍ</b> .....	<b>17</b>
<b>2 ROZDĚLENÍ CNC FRÉZOVACÍCH STROJŮ</b> .....	<b>19</b>
2.1 Konzolové frézky .....	19
2.2 Stolové frézky .....	20
2.3 Portálové (rovinné) frézky .....	20
2.3.1 Spodní gantry .....	20
2.3.2 Horní gantry .....	21
2.3.3 Portálové frézky s pohyblivým stolem .....	21
<b>3 CNC MODELÁŘSKÉ FRÉZKY SOUČASNÉ PRODUKCE</b> .....	<b>23</b>
3.1 SLV EDU .....	23
3.2 SLV EDU 5x .....	25
3.3 Numco iKX1 A .....	26
3.4 Pocket NC V2 .....	27
3.5 Nomad 883 PRO .....	28
3.6 BoXZY Carve – CNC Mill .....	29
3.7 MonoFab SRM-20 .....	30
3.8 ICP 4030 .....	31
3.9 Evo-One CNC Mill .....	32
<b>4 VŘETENA</b> .....	<b>35</b>
4.1 IMT .....	35
4.2 Teknomotor .....	35
4.2.1 Vřetena série SB .....	36
4.2.2 Vřetena série DB .....	36
4.3 Kress .....	37
4.4 HSD .....	37
4.4.1 Wood line .....	37
4.4.2 Aluminium/plastics line .....	38
4.5 DK Dake .....	38
<b>5 VOLBA PARAMETRŮ</b> .....	<b>39</b>
<b>6 VOLBA VARIANTY</b> .....	<b>41</b>
6.1 Představení variant .....	41
6.1.1 Varianta A .....	41
6.1.2 Varianta B .....	41
6.1.3 Varianta C .....	41
6.2 Volba koncepce .....	41
<b>7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH</b> .....	<b>43</b>
7.1 Určení otáček, momentu a výkonu .....	43
7.1.1 Frézování .....	43
7.1.2 Vrtání .....	44
7.2 Volba vřetena .....	46
7.3 Návrh posuvové lineární soustavy v ose Z .....	48
7.3.1 Posuvový mechanismus osy Z .....	48
7.3.2 Pohon osy Z .....	52

7.3.3	Lineární vedení osy Z.....	57
7.4	Návrh posuvové lineární soustavy v ose Y .....	60
7.4.1	Posuvový mechanismus osy Y .....	60
7.4.2	Pohon osy Y .....	62
7.4.3	Lineární vedení osy Y .....	64
7.5	Návrh posuvové lineární soustavy v ose X .....	66
7.5.1	Posuvový mechanismus osy X.....	66
7.5.2	Pohon osy X .....	68
7.5.3	Lineární vedení osy X.....	71
7.6	Základní stavební uzly CNC frézky .....	73
7.6.1	Základna frézky.....	73
7.6.2	Příčník a stojany .....	74
7.6.3	Vřeteník a saně.....	75
7.6.4	Stůl .....	75
7.7	Řídicí systém a elektronika .....	76
<b>8</b>	<b>VIZUALIZACE A SHRUTÍ PARAMETRŮ NAVRŽENÉ CNC FRÉZKY.</b>	<b>77</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>81</b>
	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>85</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>91</b>

## ÚVOD

Modelářské CNC frézky se v současné době vyskytují v mnoha podobách, kdy lze spatřit velkou rozmanitost nejen samotných koncepčních řešení, ale také jejich parametrů. Tyto stroje mohou být navrženy z nejméně kvalitních, a tudíž nejlevnějších komponent až po stroje, které se svými vlastnostmi mohou blížit strojům pro produkční výrobu.

Obsah této práce se dá rozdělit na úvod do problematiky, který má za cíl dosáhnout určitého stavu poznání o malých CNC frézkách současné produkce a na konstrukční návrh CNC modelářské frézky.

První kapitola pojednává o obráběcí operaci zvané frézování. V další kapitole je proveden obecný popis a schematické znázornění základních skupin frézovacích strojů. Důležitější kapitolou je až rešerše vybraných CNC frézek, kde jsou uvedeny jejich základní parametry, komponenty použité v konstrukci, a také jejich konstrukční řešení. Jelikož se dají vřetena považovat za poměrně důležitou součást stroje, tak jim byla věnována samostatná kapitola, kde je představeno několik vytipovaných modelových řad od různých výrobců, u nichž se dá uvažovat o možném nasazení.

Před samotným konstrukčním návrhem byla na základě dříve získaných informací provedena volba základních parametrů, které by měl navrhovaný stroj splňovat. Po této volbě následoval výběr vhodné koncepce, jež byl proveden pomocí multikriteriální analýzy.

Poslední částí práce je konstrukční návrh CNC frézky a jeho výsledná realizace formou 3D modelu. Konstrukční návrh obsahuje stanovení velikosti zatěžujících sil od obrábění, ze kterých je následně provedena volba vřetena. Následují potřebné výpočty a výběr vhodných komponent posuvových lineárních soustav ve všech třech osách, návrh nosné konstrukce stroje a výběr řídicího systému. V závěrečné kapitole je uvedeno celkové shrnutí výsledků této práce.



# 1 FRÉZOVÁNÍ

Frézování je obráběcí metodou, při níž dochází k úběru materiálu obrobku pomocí břitů otáčejícího se nástroje. Posuv ve směru kolmém na osu nástroje nejčastěji koná součást, kdy dnešní frézovací stroje mají posuvy plynule měnitelné a mohou být realizovány ve všech směrech. Řezný proces je přerušovaný a každý zub frézy odřezává krátké třísky proměnné tloušťky. [1]

Z technologického hlediska se v závislosti na použitém nástroji rozlišuje frézování válcové (frézování obvodem) a frézování čelní (frézování čelem). Od těchto základních způsobů jsou odvozeny další druhy frézování, jako okružní a planetové frézování. [1]

Podle kinematiky obráběcího procesu se válcové frézování dělí na nesousledné (protisměrné) a sousledné neboli souměrné (obr. 1). [1]

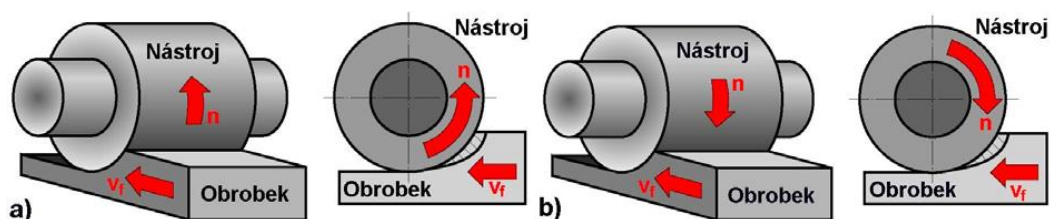
Při nesousledném frézování dochází k rotaci nástroje proti směru posuvu obrobku a obrobená plocha vzniká vnikáním nástroje do obrobku. Tloušťka třísky se v tomto případě postupně mění z nulové hodnoty na maximální. Mezi výhody nesousledného frézování lze zařadit:

- trvanlivost nástroje není závislá na okujích, písčitém povrchu apod.;
- vymezování vůle mezi posuvovým šroubem a maticí stolu stroje není zapotřebí;
- opotřebenění šroubu a matice je menší;
- záběr zubů frézy nezávisí na hloubce řezu při jejich vnikání do materiálu. [1]

U sousledného frézování dochází k rotaci nástroje ve směru posuvu obrobku a obrobená plocha vzniká při vycházení zubu ze záběru. Tloušťka třísky je tedy na rozdíl od nesousledného frézování maximální při vnikání zubu do materiálu. Za výhody sousledného frézování se považuje:

- vyšší trvanlivost břitů, což umožňuje použití vyšších řezných rychlostí a posuvů;
- potřebný řezný výkon je menší;
- možnost použití jednodušších upínacích přípravků, protože řezná síla přitlačuje obrobek ke stolu;
- menší sklon ke chvění;
- převážně menší sklon k tvoření nárůstku;
- menší drsnost obrobeného povrchu. [1]

Při frézování platí jisté všeobecné zásady, pomocí kterých lze významně ovlivnit chod stroje v řezu a výsledek obrábění. V praxi těchto zásad existuje celá řada a jejich funkčnost je vždy závislá na typu stroje, typu obrobku, druhu obráběného materiálu, frézovacím procesu, použitých nástrojích atd. Jako příklad lze uvést způsob upnutí obrobku, který ovlivňuje výslednou stabilitu procesu, vznik vibrací a z toho plynoucí kvalitu obrobené plochy. Dalším příkladem je použití chlazení, jež především ovlivňuje životnost břitů nástroje. [2]



Obr. 1 Válcové frézování: a) nesousledné, b) sousledné [6]



## 2 ROZDĚLENÍ CNC FRÉZOVACÍCH STROJŮ

Frézovací stroje je možné řadit mezi výkonné a rozšířené obráběcí stroje, které jsou určeny především k obrábění rovinných ploch, ale také rovných a zakřivených drážek, závitů, zubů, ozubených kol atd. [3]

Některé z nich mohou být vybaveny zásobníkem nástrojů či palet s možností automatické výměny, prvky inteligence či prvky diagnostiky a měření. V této podobě se už v podstatě jedná o obráběcí centra, kdy koncepce jednotlivých frézovacích strojů jsou natolik specifické, že jsou takto označovány i dále. [2], [3]

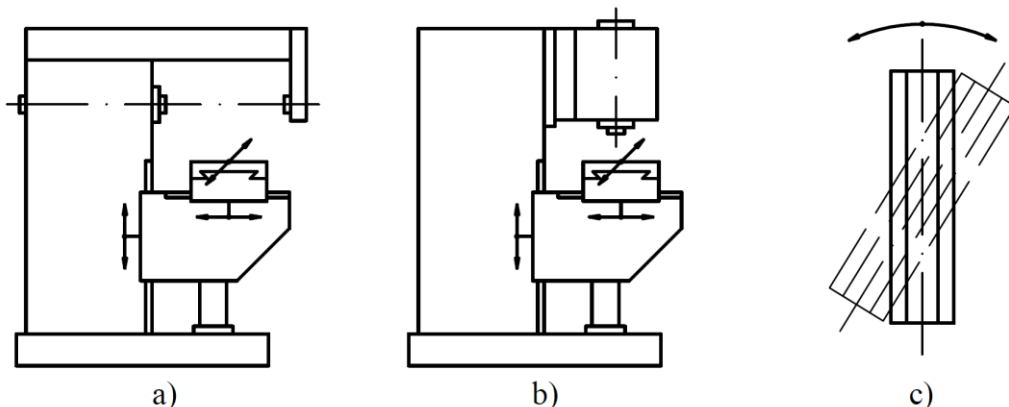
Rozdělení jednotlivých frézovacích strojů z hlediska konstrukční koncepce je znázorněno na níže uvedeném obr. 2. [3]



Obr. 2 Rozdělení frézovacích strojů [3]

### 2.1 Konzolové frézky

Konzolové frézky se používají pro obrábění rovinných i tvarových ploch malých a středně velkých součástí. Mezi základní parametr konzolových frézek lze zařadit šířku podélného pracovního stolu, která určuje jejich velikost. Podle polohy vřetena se dělí na vodorovné, svislé a univerzální (obr. 3). Univerzální konzolové frézky mají otáčení dělicí hlavy v závislosti na podélném posuvu stolu a jejich podélný stůl je možné natočit do obou stran až o 45°. Nevýhodou této koncepce je však nižší tuhost konzoly. [4]



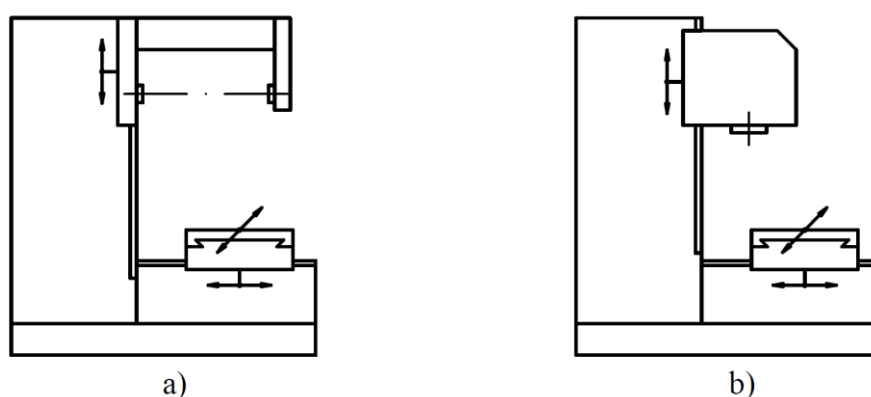
Obr. 3 Schematické znázornění konzolové frézky: a) vodorovné, b) svislé, c) univerzální [2], [4]

Z důvodu zvýšení parametrů tuhosti vznikla i novější koncepce s příčně výsuvným vřeteníkem. Zvýšená tuhost stroje je zapříčiněna zkrácenou délkou vyložení konzoly, protože příčný posuvný pohyb vykonává vřeteník. [4]

CNC konzolové frézky s jedním pohybem v nástroji a minimálně dvěma pohyby v obrobku jsou spíše nahrazovány jinou koncepcí, kde je obrobek polohován pomocí dvouosého dynamického stolu a nad ním je umístěn nástroj, který se pohybuje ve třech osách. Zásobník nástrojů je diskový a výměna probíhá za pomoci výměníku. [3]

## 2.2 Stolové frézky

Jedná se o novější typ frézovacích strojů, který nahrazuje v jistých oblastech frézky konzolové. Jejich schematické zobrazení lze vidět na obr. 4. Neměnnou výšku upínací plochy stolu, podstatně vyšší tuhost a vyšší pracovní přesnost lze řadit mezi jejich výhody. [3]



Obr. 4 Schematické znázornění stolové frézky: a) vodorovné, b) svislé [2]

Snaha o zvýšení základních užitných vlastností, jako např. výkonnosti a kvality obrábění motivuje vývoj nových koncepcí, kde se opouští od tradiční koncepce s křížovým stolem a obrobek je posouván pouze v jedné souřadnici. Většinou se používá vřeteník s otočnou hlavou, který umožňuje nastavení polohy do vodorovné nebo svislé polohy. Další možné modifikace spočívají v realizaci příčného posuvu, kdy tento posuv vykonává celý stojan s vřeteníkem, který je svisle posuvný po vedení stojanu nebo příčného posuvu konaného pouze smykadlovým vřeteníkem, který je také svisle posuvný ve vedení stojanu. Tím je tedy docíleno výhody v podobě vypuštění křížových saní pro posuv obrobku, což má za následek dosažení vysoké tuhosti a možnosti obrábět vodorovným i svislým směrem. [3]

## 2.3 Portálové (rovinné) frézky

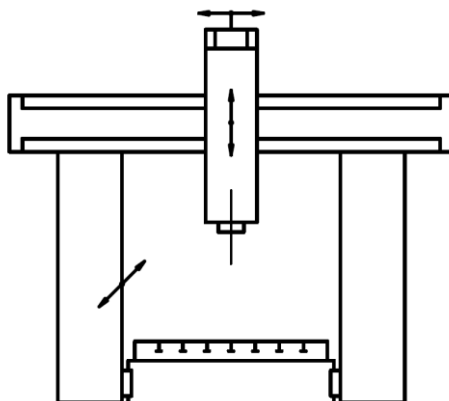
Portálové (rovinné) frézky se vyskytují v různých variantách a velmi často se u nich uplatňuje stavebnicové řešení. Tento typ frézek je vhodný pro obrábění velkých rovinných ploch nebo skříňových obrobků. [3]

### 2.3.1 Spodní gantry

Stroje tohoto typu jsou určeny především pro obrábění složitých tvarů za přítomnosti tří až pěti souvisle řízených os. [3]

Základním znakem je posuvný portál, jehož stojany se pohybují po bocích pevného stolu. Stojany jsou spojeny pevným příčným nosičem, po němž se pohybují příčné saně, v jejichž přední části

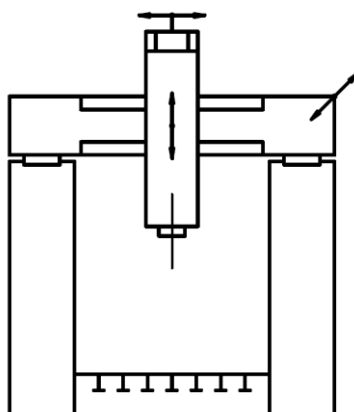
se nachází vedení pro posuv vřeteníku (obr. 5). Uspořádání spodní gantry umožňuje optimální využití pracovního prostoru stolu vzhledem k minimálním požadavkům na zastavěnou plochu. [3]



*Obr. 5 Schematické znázornění portálové frézky typu spodní gantry, které vychází z literatury [3]*

### 2.3.2 Horní gantry

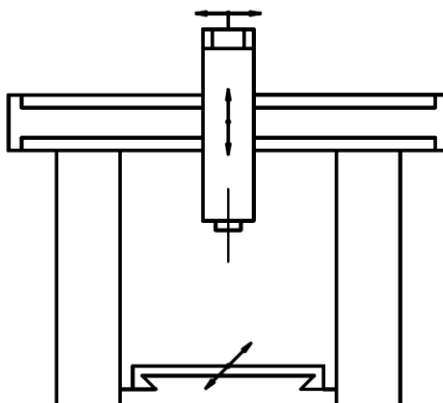
Koncepci horní gantry (obr. 6) tvoří pohyblivý příčník, který se pohybuje po stojanech, mezi nimiž je umístěn stůl. [3]



*Obr. 6 Schematické znázornění portálové frézky typu horní gantry, které vychází z literatury [3]*

### 2.3.3 Portálové frézky s pohyblivým stolem

Na rozdíl od předcházejících dvou koncepcí portálových frézek se zde vyskytuje pohyblivý stůl, který je situován mezi dva stojany (obr. 7). Nevýhodu tohoto uspořádání lze spatřit ve vhodnosti obrábění méně hmotných obrobků. [3]



*Obr. 7 Schematické znázornění portálové frézky s pohyblivým stolem, které vychází z literatury [3]*



## 3 CNC MODELÁŘSKÉ FRÉZKY SOUČASNÉ PRODUKCE

Na současném trhu se nachází mnoho variant malých CNC frézek pro modelářské dílny s poměrně velkým zastoupením portálových frézek. Některé z nich se svou koncepcí výrazně odlišují od klasického uspořádání frézovacích strojů, které bylo představeno v kapitole 2, čímž se určitým výrobcům povedlo odlišit od konkurence, a tím zařadit do své nabídky docela zajímavé stroje.

Kromě amatérských konstrukcí jsou na trhu nabízené modelářské frézky často prezentovány jako stroje, jejichž určení se shoduje s různým využitím, např. pro edukativní účely, prototypové dílny či výrobce elektroniky. Z této skutečnosti je tedy patrné, že se na trhu nachází stroje s různými parametry, v různých cenových relacích a potenciálním zákazníkům se tak výrazně rozšiřují možnosti výběru.

### 3.1 SLV EDU

První představená CNC frézka SLV EDU (obr. 8) je rozměrově malý stroj portálového typu, jehož výroba a vývoj jsou prováděny v České republice. Je na ní možné obrábět širokou škálu materiálů od dřeva přes plasty, kompozity až po Al slitiny. [7], [8]

Pracovní prostor stroje je dobře dostupný a přehledný. Kabina je vybavena bezpečnostními polykarbonátovými skly a dveře jsou zajištěny bezpečnostním zámekem od společnosti Euchner. Vřetenem viditelné v přední části je nabízeno ve dvou variantách. V zadní části se nachází zásobník nástrojů s devíti nástrojovými lůžky (pro variantu s vřetenem IMT). Díky dynamice, rychlosti a přesnosti zvládá i náročnější obráběcí operace, čímž se blíží produkčním strojům z moderní výroby. Tyto stroje splňují všechny bezpečnostní požadavky a mají také všechny potřebné osvědčení a certifikáty, včetně CE. V konstrukci tohoto stroje jsou použity komponenty od renomovaných výrobců. Příkladem jsou servomotory od české společnosti TG drives, řemeny a řemenice od německé společnosti Walther Flender či kuličkové šrouby, matice, profilové lineární vedení a vozíky od firmy Bosch Rexroth. [7], [8]



Obr. 8 SLV EDU 3osá frézka (SolidVision) [8]

Frézku lze doplnit o volitelné příslušenství, které je možné objednat společně se strojem. Jedná se o mazací zařízení, jež je vhodné použít zejména pro obrábění Al slitin a barevných kovů. Dále vakuové upínání pro upínání plošných nebo tvarově složitých obrobků, odsavač olejové mlhy apod. [7]

Celkem vzato se jedná o vydařeně navrhnutý stroj, na jehož vývoji se podílelo několik lidí. Určitou zajímavostí jsou velikosti hodnot rychloposuvů ve všech osách, které dosahují až  $20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ , což se dá v této oblasti nabízených frézek považovat za velmi nadstandardní. Slabinou se ovšem na první pohled jeví příliš malá rozteč vozíků v ose Z (obr. 9) a jejich umístění vůči vozíkům v ose Y.



Obr. 9 Nezakrytovaná frézka SLV EDU (SolidVision)[8]

V následující tab. 1 jsou uvedeny základní parametry 3osé varianty této portálové CNC frézky SLV EDU.

Tab. 1 Parametry stroje SLV EDU [8]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		AremPro	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	400	[mm]
	Osa Y	365	[mm]
	Osa Z	185	[mm]
Rozměry pracovního stolu		476 × 400	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		400 × 350 × 160	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		–	[kg]
Výkon vřetena (HSD / IMT)		2 100 / 1 900	[W]
Rozsah otáček vřetena (HSD / IMT)		100 – 24 000 / 100 – 24 000	[min <sup>-1</sup> ]
Kroučící moment vřetena (HSD / IMT)		1,1 / 0,8	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena (HSD / IMT)		ER25 / ISO20	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		1 510 × 2 000 × 1 000	[mm]
Hmotnost stroje		300	[kg]
Elektrické připojení		230	[V]
Cena bez daně		–	[–]

### 3.2 SLV EDU 5x

SLV EDU 5x (obr. 10) je 5osý portálový obráběcí stroj, jehož určení a stavba je velmi podobná již představené 3osé variantě SLV EDU. Obě tyto frézky pochází od stejného výrobce a jsou navrženy pro totožný účel, obrábění stejných materiálů či využívají určitých shodných komponent v konstrukci stroje. Hlavním rozdílem mezi nimi je, že tato 5osá varianta disponuje otočným stolem s kolébkou, a proto je vhodná pro výrobu tvarově složitých dílů. Při vývoji obou těchto strojů byla použita metoda konečných prvků. Oproti 3osé variantě tento stroj disponuje stolem s T-drážkami, který poskytuje lepší variabilitu v upínání obrobků. Nevýhodou ovšem je, že stroj dosahuje menších přesností a má možnost obrábět polotovary menších rozměrů. [7], [9]



Obr. 10 SLV EDU 5x 5osá frézka (SolidVision) [9]

V tab. 2 jsou výrobcem uvedené základní parametry 5osé varianty CNC frézky SLV EDU 5x.

Tab. 2 Parametry stroje SLV EDU 5x [9]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		AremPro	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	225	[mm]
	Osa Y	400	[mm]
	Osa Z	170	[mm]
	Osa A	110 / 90	[+ / – °]
	Osa C	360	[+ / – °]
Rozměry pracovního stolu		∅200	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		200 × 200 × 160	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		10	[kg]
Výkon vřetena (HSD / IMT)		2 100 / 1 900	[W]
Rozsah otáček vřetena ( HSD / IMT)		100 – 24 000 / 100 – 24 000	[min <sup>-1</sup> ]
Kroučící moment vřetena (HSD / IMT)		1,1 / 0,8	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena (HSD / IMT)		ER25 / ISO20	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		1270 × 2 350 × 1 405	[mm]
Hmotnost stroje		300	[kg]
Elektrické připojení		230	[V]
Cena bez daně		–	[–]

### 3.3 Numco iKX1 A

Jedná se o nejmenší frézku uvedenou v nabídce společnosti První Hanácká BOW, která je dodávána se zásobníkem nástrojů pro čtyři nástroje, CAD/CAM programem a možností dovybavení volitelným příslušenstvím, tzn. čtvrtou osou, krytováním stroje či podstavcem s úložným prostorem. Vertikální frézka iKX1 A (obr. 11) je vybavena BLDC vřetenem a stolem s T-drážkami. Uplatnění nachází v modelářských dílnách, školách a údržbářských nebo prototypových dílnách. Pohony všech os jsou realizovány krokovými motory a kuličkovými šrouby, jež jsou spojeny pružnými spojkami. Tento stroj je vhodný pro obrábění součástí menších rozměrů z neželezných kovů. [10]



Obr. 11 Numco iKX1 A (Numco) [10]

Tabulka 3 zobrazuje základní parametry frézky iKX1 A pro případné srovnání s ostatními představenými stroji podobné kategorie.

Tab. 3 Parametry stroje Numco iKX1 A [10]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		Armote	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	260	[mm]
	Osa Y	152	[mm]
	Osa Z	180	[mm]
Rozměry pracovního stolu		400 × 145	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		20	[kg]
Výkon vřetena		1 000	[W]
Rozsah otáček vřetena		100 – 5 000	[min <sup>-1</sup> ]
Kroučící moment vřetena		–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		MK2	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		1 040 × 940 × 860	[mm]
Hmotnost stroje		178	[kg]
Elektrické připojení		230	[V]
Cena bez daně		–	[–]

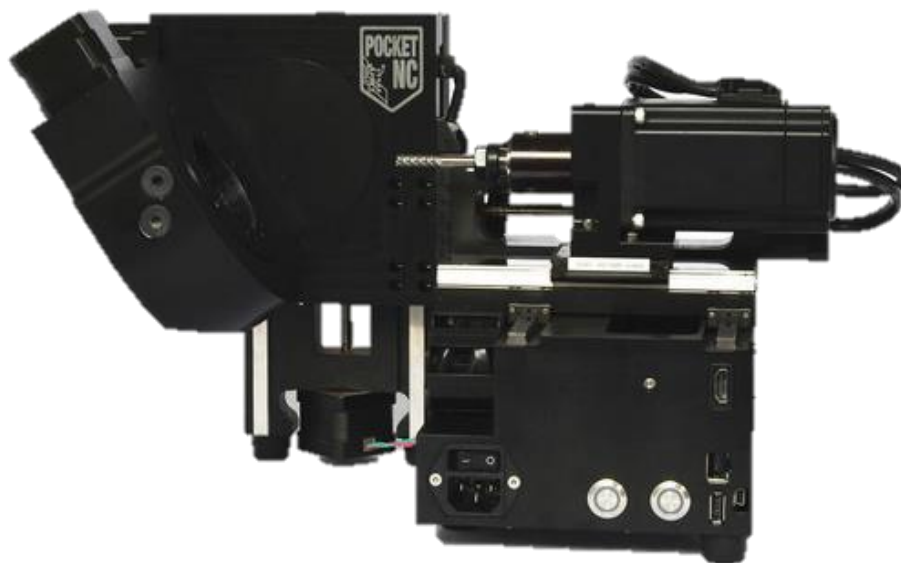
### 3.4 Pocket NC V2

Pocket NC V2 (obr. 12) je novou a vylepšenou verzí původní 5osé CNC frézky Pocket NC, která se v této kategorii oproti jiným strojům na současném trhu odlišuje hlavně neobvyklým vzhledem a uspořádáním jednotlivých os. Oproti starší verzi, došlo ke zvýšení rychlosti a přesnosti obrábění. Výrobce ji dále vybavil integrovanou nástrojovou sondou, která slouží pro měření délky nástroje a vytvořil vylepšené uživatelské prostředí tak, že se stalo více intuitivní. Právě toto nové uživatelské prostředí je podle něj považováno za jedno z největších vylepšení. [11], [12]

Součástí dodávky je kromě samotného stroje i roční předplatné programu Autodesk Fusion 360 Ultimate, sada nástrojů pro obrábění různých materiálů a potřebná kabeláž, včetně USB kabelu, který zajišťuje komunikaci mezi strojem a počítačem tak, aby tuto frézku mohl uživatel bez problémů začít používat. Na stránkách výrobce je navíc možné najít několik návodů, jak pracovat s programem Fusion 360. [11], [12]

V konstrukci této frézky je použit rám z hliníkové slitiny 6061, BLDC vřeteno, integrované rotační ložisko s kosoúhlým stykem a pět krokových motorů. Tyto motory slouží pro pohon tří trapézových šroubů a dvou šnekových převodů. Výrobce zdůvodňuje použití trapézových šroubů místo kuličkových především tím, že náklady jsou podle něj ve výsledku nižší až o 1 000 USD. [11], [12]

Nevýhodou pro několik lidí může být především to, že tato frézka je ve srovnání s ostatními stroji, které se vyskytují v této kategorii, vhodná pro obrábění menších polotovarů. Dále také mohou zájemci za nevhodné považovat užití méně kvalitních komponent v konstrukci stroje. Při pohledu na obr. 12 je navíc patrné, že výrobce mohl použít krytování otevřeného prostoru pod vřetenem, kde se nachází pohybový šroub, protože se do něj bude dostávat odpad od obrábění či jiné nečistoty. Tento prostor má podobu úzkého žlábků, a tak bude jeho čištění docela problematické. I přes několik provedených vylepšení oproti původní verzi, které výrobce provedl je patrné, že za nabízenou cenu se dají pořídit stroje s mnohem lepší užžitnou hodnotou.



Obr. 12 Pocket NC V2 (Pocket NC) [11]

Základní parametry stroje Pocket NC V2 jsou uvedeny v následující tabulce 4.

Tab. 4 Parametry stroje Pocket NC V2 [11]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		Machinekit	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	115,57	[mm]
	Osa Y	127	[mm]
	Osa Z	60,17	[mm]
	Osa A	135 / 25	[+/- °]
	Osa B	360	[+/- °]
Rozměry pracovního stolu		–	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		–	[kg]
Výkon vřetena		104	[W]
Rozsah otáček vřetena		2 000 – 10 000	[min <sup>-1</sup> ]
Krouťící moment vřetena		–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		ER11	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		444,5 × 317,5 × 279,4	[mm]
Hmotnost stroje		–	[kg]
Elektrické připojení		–	[V]
Cena bez daně		4 900	[USD]

### 3.5 Nomad 883 PRO

Nomad 883 PRO (obr. 13) je portálovou frézku s posuvným stolem, která zabere přibližně tolik prostoru jako inkoustová tiskárna nebo stolní 3D tiskárna. Komunikace mezi strojem a počítačem probíhá přes USB kabel. Výrobce ji dodává s veškerým potřebným příslušenstvím tak, aby s ní mohl uživatel okamžitě po připojení k vlastnímu počítači začít pracovat. Standardní součástí dodávky je kromě samotného stroje i box, který slouží k potlačení hluku a zároveň zabraňuje znečištění okolí. Dále také snímací sonda délky nástroje, 3D CAM program MeshCAM, 2D CAD/CAM program, sada fréz, několik polotovarů pro tvorbu vlastních obrobků a kabeláž. Tento stroj byl roku 2016 oceněn jako nejlepší CNC frézka v Make: Magazine. [13], [14], [15]



Obr. 13 Nomad 883 PRO (Carbide3D) [14]

Rám stroje a další části jsou po obrábění balotínovány a eloxovány. Výrobce používá BLDC vřeteno, u kterého upravil elektroniku a firmware tak, aby bylo schopno obrábět různé materiály a zároveň se docílilo větší spolehlivosti a tichého průběhu obrábění. Současně se mu podařilo plně integrovat snímací sondu do stroje i programu, takže kalibrace délky nástroje probíhá automaticky a může být prováděna během obrábění. Pro posuvy v osách X a Y jsou použity trapézové šrouby a nepodepřené vodící tyče s lineárními ložisky o průměru 20 mm, čímž se mu povedlo zvýšit tuhost, protože předtím byla použita lineární ložiska o průměru 16 mm. Podobným způsobem provedl vylepšení v ose Z, kde vyměnil ložiska z průměru 12 mm na 16 mm. [13], [14]

Tabulka 5 uvádí základní parametry CNC frézky Nomad 883 PRO od amerického výrobce Carbide3D.

Tab. 5 Parametry stroje Nomad 883 PRO [14], [15]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Řídicí systém	Carbide Motion	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	203,2
	Osa Y	203,2
	Osa Z	76,2
Rozměry pracovního stolu	–	[mm]
Maximální rozměr polotovaru	–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru	–	[kg]
Výkon vřetena	50	[W]
Rozsah otáček vřetena	2 000 – 10 000	[min <sup>-1</sup> ]
Kroutící moment vřetena	–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena	ER11	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)	–	[mm]
Hmotnost stroje	27,2	[kg]
Elektrické připojení	120/240	[V]
Cena bez daně	2 499	[USD]

### 3.6 BoXZY Carve – CNC Mill

BoXZY (obr. 14) je kompaktním řešením multifunkčního stroje, který spojuje více výrobních technologií v jeden celek, tzn. CNC frézku, 3D tiskárnu a laserové gravírování. Zákazník má při objednání možnost volby mezi strojem, který nabízí všechny tři výše zmíněné výrobní technologie, možnosti CNC frézování a 3D tisku nebo pouze stroje pro CNC frézování. [16]

Tato CNC frézka prochází stejně jako jiné představené stroje průběžným vývojem, čímž se výrobce snaží zlepšovat tento výrobek. Příkladem může být použití kvalitnějších kuličkových šroubů, lineárních vedení a kvalitnějších lineárních ložisek tak, aby bylo docíleno větší přesnosti. Dále zde došlo k úpravě softwaru. [16]

BoXZY je vybaven vřetenem Makita, které je schopné obrábět např. dřevo, plast, mosaz či bronz. Pro posuvy ve všech třech osách jsou použity kuličkové šrouby. Komunikace mezi strojem a počítačem probíhá pomocí USB kabelu. [16], [17]

Výrobce na svých stránkách prezentuje, že tento stroj zvládne obrábět i materiály jako jsou ocel nebo titan. Toto tvrzení podložil názornou ukázkou formou videa. Ovšem taková struktura rámu, způsob uložení stolu a jeho tloušťka či užití vodících tyčí se musí projevit nejen

na menší míře produktivity, ale také na horší tuhosti, a tedy i výsledné přesnosti. Z toho vyplývá, že se jedná o zcela ojedinělý případ využití frézky, který nelze považovat za její primární oblast využití.



Obr. 14 BoXZY Carve – CNC Mill (BoXZY) [16]

V tabulce 6 jsou uvedeny základní parametry frézky BoXZY.

Tab. 6 Parametry stroje BoXZY [16], [17]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		–	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	165	[mm]
	Osa Y	165	[mm]
	Osa Z	165	[mm]
Rozměry pracovního stolu		234,67 × 239,98	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		–	[kg]
Výkon vřetena		938	[W]
Rozsah otáček vřetena		10 000 – 30 000	[min <sup>-1</sup> ]
Kroučící moment vřetena		–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		–	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		388 × 339 × 357	[mm]
Hmotnost stroje		18,16 – 20,43	[kg]
Elektrické připojení		–	[V]
Cena bez daně		3 299	[USD]

### 3.7 MonoFab SRM-20

MonoFab SRM-20 (obr. 15) je kompaktní frézka portálového typu, kterou na trh uvedl americký výrobce Roland. Frézka je dodávána s boxem, který zamezuje znečištění okolí a zároveň redukuje hluk. Pro plné využití stroje je možnost výběru z několika CAD/CAM programů, které jsou k dispozici na stránkách tohoto výrobce. [18]

Frézka MonoFab SRM-20 používá pro pohon všech tří os krokové motory, má zabudované bezpečnostní zařízení, které automaticky přerušuje chod stroj při otevření víka. Dále také disponuje těsnicí technikou, jež zabraňuje vniknutí odpadního materiálu dovnitř vřetena, což

zvyšuje trvanlivost a umožňuje dlouhodobý provoz stroje. Komunikace s počítačem probíhá přes USB kabel. [18]



Obr. 15 MonoFab SRM-20 (Roland) [18]

V tabulce 7 jsou uvedeny základní parametry stroje MonoFab SRM-20.

Tab. 7 Parametry stroje MonoFab SRM-20 [18]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		VPanel	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	152,4	[mm]
	Osa Y	203,2	[mm]
	Osa Z	60,5	[mm]
Rozměry pracovního stolu		232,2 × 156,6	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		2	[kg]
Výkon vřetena		–	[W]
Rozsah otáček vřetena		3 000 – 7 000	[min <sup>-1</sup> ]
Krouťící moment vřetena		–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		–	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)		451 × 426,2 × 426,6	[mm]
Hmotnost stroje		–	[kg]
Elektrické připojení		–	[V]
Cena bez daně		4 995	[USD]

### 3.8 ICP 4030

Dalším strojem je modulární model CNC frézky ICP 4030 (obr. 16) od německého výrobce Isel, jejíž určité komponenty, nabízené příslušenství či software si může zákazník navolit při objednávce. Taková možnost není u ostatních výrobců zcela běžná a pro zákazníka může být velmi atraktivní. Tato portálová frézka s posuvným stolem navíc umožňuje provoz bez nutnosti připojení k počítači. [19]

Stejně jako u mnoha jiných výrobců lze i v tomto případě spatřit, že dochází k vývoji. Oproti předchozím verzím není rám tohoto stroje svařovaný, ale spojen pomocí šroubů. Tím se dosáhlo

vyšší přesnosti při stavbě stroje a zároveň bylo dle výrobce možné lépe potlačit vibrace a hluk. Pro pohon všech tří os jsou použity krokové motory, které pohání kuličkové šrouby. Vřeteno je dodáváno jako volitelné příslušenství, kdy je možnost výběru ze 3 různých variant s odlišnými výkony (od 500 W do 750 W) a rozdílnými rozsahy otáček. [19]



Obr. 16 ICP 4030 (Isel) [19]

V tabulce 8 je možné nalézt základní parametry 3osé CNC frézky ICP 4030.

Tab. 8 Parametry stroje ICP 4030 [19]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Řídicí systém	WinRemote	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	300
	Osa Y	400
	Osa Z	140
Rozměry pracovního stolu	700 × 375	[mm]
Maximální rozměr polotovaru	–	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru	–	[kg]
Výkon vřetena	–	[kW]
Rozsah otáček vřetena	–	[min <sup>-1</sup> ]
Kroutící moment vřetena	–	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena	–	[–]
Rozměry stroje (Š × V × H)	769 × 836 × 901	[mm]
Hmotnost stroje	150	[kg]
Elektrické připojení	–	[V]
Cena bez daně	–	[–]

### 3.9 Evo-One CNC Mill

Posledním představeným strojem je portálová frézka s posuvným stolem Evo-One (obr. 17) od italského výrobce 3D tiskáren a CNC frézek MakerDreams.

Základem stroje je šroubovaný rám, který je uložen v boxu. Jednotlivé díly rámu jsou vytvořeny z plechů o tloušťce 8 mm. Tyto díly jsou frézovány z důvodu zabezpečení, co největší přesnosti montáže a následně povrchově upraveny. Vřeteno této frézky bylo výrobcem navrženo od začátku a prošlo devíti vývojovými etapami, z nichž každá byla formou prototypu

realizovaná a odzkoušená, čímž se dosáhlo nalezení bezpečnějšího a přesnějšího řešení. Vřeteno se pohybuje po profilovém lineárním vedení na příčnicku, který je vyroben z jednoho kusu. Příčník je pomocí šroubů připevněn k plechům a tyto plechy k hliníkovým profilům, jež tvoří základ stroje. Ve všech posuvech této 3osé CNC frézky jsou použity kuličkové šrouby. Stůl je veden na nepodepřených tyčích, které se nachází pod krycím plechem tak, aby se omezilo vnikání nečistot do prostoru, kde se nachází mechanické díly posuvové soustavy. [20]

Navzdory méně tuhé konstrukci, poměrně subtilnímu stolu, použití kruhových tyčí pro vedení stolu, méně výkonného vřetena atd., se výrobcí podařilo vytvořit vzhledově zajímavý stroj, od kterého se sice nedá očekávat produktivní obrábění s větší přesností, ale pro méně náročné uživatele by měl být dostačující.



Obr. 17 Evo-One CNC Mill (MakerDreams) [20]

Základní technické parametry CNC frézky Evo-One jsou uvedeny v tabulce 9.

Tab. 9 Parametry stroje Evo-One CNC Mill [20]

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		CRE-MOV	[-]
Rozsah pojezdu	Osa X	380	[mm]
	Osa Y	200	[mm]
	Osa Z	120	[mm]
Rozměry pracovního stolu		-	[mm]
Maximální rozměr polotovaru		-	[mm]
Maximální hmotnost polotovaru		-	[kg]
Výkon vřetena		300	[W]
Rozsah otáček vřetena		3 000 – 18 000	[min <sup>-1</sup> ]
Krouťící moment vřetena		-	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		ER11	[-]
Rozměry stroje (Š × V × H)		530 × 450 × 465	[mm]
Hmotnost stroje		-	[kg]
Elektrické připojení		-	[V]
Cena bez daně		-	[-]



## 4 VŘETENA

Vřetena představují v konstrukci obráběcích strojů velmi důležitý prvek, na který jsou kladeny náročné požadavky. Mezi tyto požadavky lze řadit:

- přesnost chodu – velikost axiálního a radiálního házení;
- dokonalé vedení – zabezpečení toho, aby vřeteno neměnilo polohu v prostoru při změně směru a smyslu zatížení;
- možnost vymezení vůlí, které vznikly opotřebením;
- co nejmenší ztráty v uložení;
- dostatečnou tuhost vřetena. [5]

Informace mnoha výrobců malých CNC frézek nebyly v tomto ohledu většinou dostatečné. Z toho důvodu bude rešeršní část práce doplněna o představení základních parametrů a bližšího popisu vybraných skupin vřeten, které by mohly být vhodné pro použití v této oblasti.

### 4.1 IMT

IMT je německou společností, která se zabývá výrobou vřeten pro široký okruh použití. Blíže popsaná vřetena spadají do produktové řady IMT ECO a jsou vhodná pro použití v modelářských frézách pro gravírování, obrábění plastů, dřeva či lehkých slitin. Kromě toho jsou dle výrobce cenově výhodná a umožňují zákazníkům modulární konfiguraci, čímž je zajištěna flexibilita a efektivita výběru. [21]

V produktové řadě IMT ECO je možnost volby mezi vřeteny chlazenými vzduchem či vodou. Upínání nástrojů může probíhat manuálně či automaticky a upínací rozhraní se vyskytuje v podobě HSK, ER nebo ISO/BT20, do kterých lze v závislosti na zvoleném druhu upnout nástroje různých průměrů. Ve vřetenech jsou použity asynchronní motory odlišných výkonů (tab. 10), z nichž jsou některé schopny dosáhnout až 60 000 otáček za minutu. Většinou jsou však hodnoty otáček mnohem nižší a záleží na druhu zvoleného motoru. Ložiska použitá v konstrukci jsou standardně ocelová, ale u většiny typů vřeten je možné zvolit hybridní keramická ložiska. Vřetena mohou být dále vybavena snímači otáček, upnutí nástroje či teploty. [21]

Tab. 10 Základní parametry vřeten IMT ECO [21]

	Výkon [kW]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Upínací rozhraní
Vřetena IMT ECO	0,16 – 6,5	až 60 000	ER8, ER11, ER20, HSK C25, HSK E25, HSK C32, HSK E32, HSK C40, HSK E40, ISO/BT20

### 4.2 Teknomotor

Sortiment vřeten italské společnosti Teknomotor je velmi rozsáhlý. Nachází se v něm několik produktových řad, které je možné v základní podobě rozdělit na série SB a DB. [22], [23]

#### 4.2.1 Vřetena série SB

Výrobky spadající do série SB jsou vhodné pro převládající radiální či velmi malé axiální zatížení. Uplatnění nachází zejména při obrábění plastů a PVC. V konstrukci lze nalézt asynchronní motory různých výkonů, které jsou chlazené vzduchem pomocí ventilátoru. [23]

V tabulce 11 jsou uvedeny základní parametry těchto vřeten.

Tab. 11 Parametry vřeten série SB [23]

	Výkon [kW]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Upínací rozhraní
Vřetena série SB (HF motors ER)	0,22 – 2,2	až 24 000	ER11, ER16, ER20, ER25

#### 4.2.2 Vřetena série DB

Jedná se o početnou skupinu výrobků vhodných pro radiální i axiální zatížení, u nichž je stejně jako v případě série SB pohon řešen pomocí asynchronních motorů. Vřetena série DB jsou vhodná pro obrábění dřeva, plastů a hliníkových slitin. Výrobce je ve svém katalogu dělí na:

- elektrovřetena s upínacím rozhraním typu ER – jsou opatřena ochranou před vniknutím nečistot, avšak pro použití při procesech, u kterých je přítomná kapalina či velmi jemný prach vznikající od obrábění nejsou vhodná;
- elektrovřetena s elektrickým ventilátorem – velmi podobná skupina výrobků jako předchozí typ. Rozdílem ovšem je, že mají elektricky napájený ventilátor, který se stará o chlazení. Jeho výhodou je menší hlučnost a zabezpečení dostatečného proudění vzduchu v oblasti nižších otáček;
- pneumaticky utěsněná elektrovřetena – jejich předností je zvýšená ochrana před nečistotami v podobě velmi jemných částic či kapalin pomocí stlačeného vzduchu;
- elektrovřetena pro automatickou výměnu nástrojů – ideální pro použití ve strojích, které jsou navrženy pro automatickou výměnu nástrojů. Chlazení probíhá pomocí elektricky napájeného ventilátoru. [23]

V tab. 12 jsou uvedeny základní parametry jednotlivých skupin výrobků ze série DB.

Tab. 12 Parametry vřeten série DB [23]

	Výkon [kW]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Upínací rozhraní
Elektrovřetena s upínacím rozhraním ER	0,22 – 11	až 24 000	ER16, ER20, ER25, ER32
Elektrovřetena s elektrickým ventilátorem	0,22 – 7	až 24 000	ER20, ER25, ER32
Pneumaticky utěsněná elektrovřetena	0,22 – 5,6	až 24 000	ER20, ER25, ER32
Elektrovřetena s automatickou výměnou nástrojů	3,8 – 7,5	až 24 000	ISO 30, HSK 63F

### 4.3 Kress

Kress je německý výrobce frézovacích vřeten, jehož nabídka je v porovnání s konkurencí značně malá. Tato společnost vyrábí pouze čtyři typy vřeten různých výkonů (tab. 13), do kterých je možné upnout nástroj o maximálním průměru 8 mm. Vřetena o výkonu 1 050 a 800 W mají oproti vřetenu 530 FM elektronickou ochranu proti přetížení. [24]

Tab. 13 Frézovací vřetena Kress [24]

	Výkon [kW]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Upínací rozhraní
1050 FME-1	1 050	5 000 – 25 000	–
800 FME -Q	800	10 000 – 29 000	–
800 FME	800	10 000 – 29 000	–
530 FM	530	29 000	–

V tabulce 14 je dle výrobce znázorněná možná oblast použití těchto výrobků.

Tab. 14 Doporučená oblast použití vřeten Kress [24]

	1050 FME-1	800 FME-Q	800 FME	530 FM
Dřevo	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■	■ ■ ■
Plast	■ ■ ■	■ ■	■ ■	■
Kov	■ ■ ■	■ ■	■ ■	

(■ ■ ■: velmi vhodné, ■ ■: vhodné, ■: omezeně použitelné)

### 4.4 HSD

V nabídce společnosti HSD se nachází mnoho druhů vřeten, které jsou z velké části určeny pro profesionální užití. Jelikož je sortiment vřeten této společnosti velmi obsáhlý, budou vybrány pouze dvě modelové řady a z nich následně popsány určité druhy výrobků, jež by mohly najít uplatnění v modelářských frézkách. Rozmezí hodnot výkonů bude vždy uvedeno pro celou produktovou řadu tak, jak ji prezentuje výrobce, kde se samozřejmě počítá s tím, že nejvíce výkonná vřetena by mohla najít své uplatnění velmi ojedinele. [25]

#### 4.4.1 Wood line

Vřetena spadající do této produktové řady jsou vhodná pro obrábění dřeva, hliníku a plastů. Výrobce tuto kategorii dále dělí na několik podskupin, kde se nachází také elektrovřetena pro automatickou výměnu nástrojů nebo manuální výměnu nástrojů. V jejich konstrukci jsou použita ocelová či keramická ložiska a asynchronní motory různých výkonů. Chlazení je v závislosti na zvoleném typu vodou nebo vzduchem. Tabulka 15 zobrazuje druhy upínacích rozhraní a hodnoty rozpětí výkonů a otáček, ve kterých se pohybují tyto výrobky. [25]

Tab. 15 Základní parametry vřeten spadající do produktové řady Wood line [25]

	Výkon [kW]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Upínací rozhraní
Elektrovřetena pro automatickou výměnu nástrojů	3,8 – 12	až 32 000	ISO 30, ISO 40, HSK E40, HSK F50, HSK F63
Elektrovřetena s elektrickým ventilátorem	0,65 – 15	až 30 000	ER20, ER25, ER32, HSK C32, HSK C40, HSK C63

#### 4.4.2 Aluminium/plastics line

Výrobky nacházející se v této produktové řadě najdou také uplatnění při obrábění dřeva, hliníku či plastů. Pohon opět obstarávají asynchronní motory, ložiska jsou ocelová nebo keramická v závislosti na velikosti dosažených otáček a chlazení je podle jednotlivých druhů vřeten vodou nebo vzduchem. V tabulce 16 Tab. 16 jsou zobrazeny hodnoty rozpětí výkonů, otáček a druhy upínacích rozhraní, které je možné nalézt u těchto výrobků. [25]

Tab. 16 Základní parametry vřeten spadající do produktové řady Aluminium/plastics line [25]

	Výkon [kW]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Upínací rozhraní
Elektrovřetena pro automatickou výměnu nástrojů	0,4 – 12	až 50 000	ISO 30, ISO 40, HSK E25, HSK E32, HSK E40, HSK F50, HSK F63
Elektrovřetena s elektrickým ventilátorem	0,42 – 15	až 30 000	ER20, ER25, ER32, ER40, HSK C50

#### 4.5 DK Dake

Tato společnost se zabývá návrhem, výrobou, prodejem a opravami elektrovřeten. V její nabídce se nachází mnoho druhů vřeten pro stroje zaměřené především na výrobu tištěných spojů, gravírování, přesné broušení apod. Pro oblast obrábění dřeva, plastů a hliníku však poskytuje pouze jeden druh vřetena (obr. 18), které zde bude představeno. [26]

Jedná se o vřeteno, které je výrobcem prezentováno jako výrobek dosahující vysoké přesnosti a nízkých vibrací. V konstrukci jsou použita keramická ložiska, snímače teploty a elektrický axiální ventilátor, jež účinně snižuje generované teplo. Základní parametry tohoto vřetena jsou uvedeny v tabulce 17. [26]

Tab. 17 Parametry vřetena DGZMG-07124/8.5-KPLNS [26]

	Výkon [kW]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Upínací rozhraní
DGZMG-07124/8.5-KPNLS	8,5	až 24 000	HSK F63



Obr. 18 Vřeteno DGZMG-07124/8.5-KPLNS (DK Dake) [26]

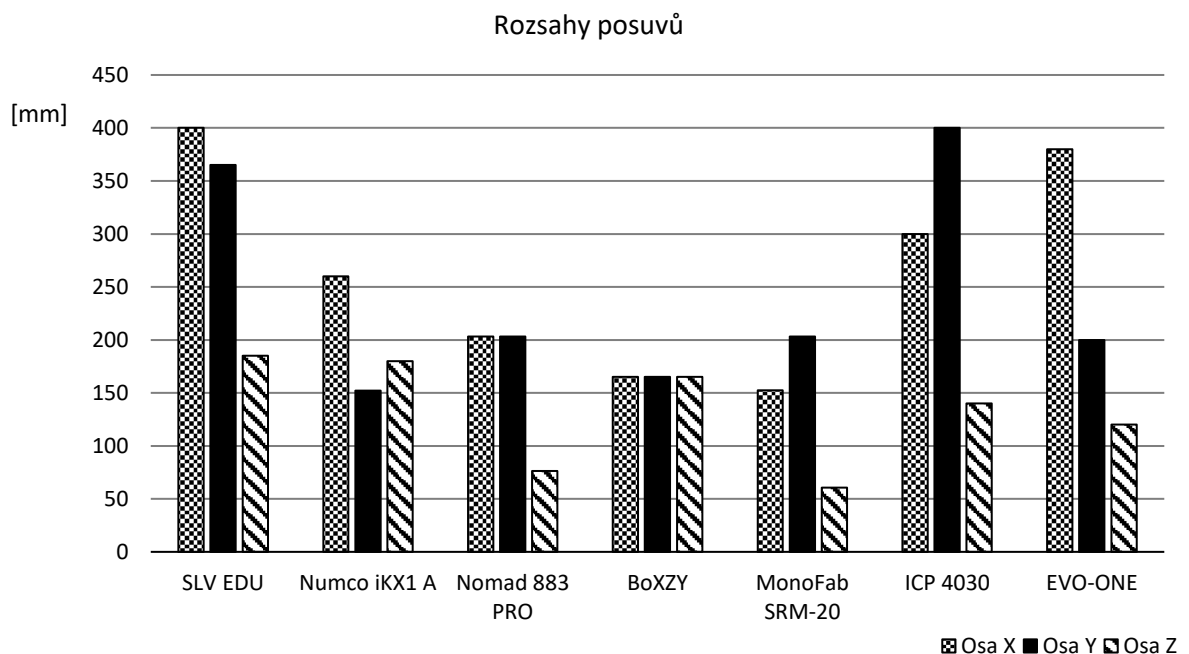
## 5 VOLBA PARAMETRŮ

Na základě provedené rešerše v oblasti malých modelářských CNC frézek, které se nachází v nabídkách různých výrobců, budou v této kapitole zvoleny základní parametry navrhovaného stroje. K těmto parametrům bude následně přihlíženo v následujících částech práce.

Volba parametrů bude stanovena pro 3osý stroj. V rešerši sice byly představeny i dva 5osé stroje, ale jelikož je 3osá varianta ve většině případů pro tuto oblast použití dostačující, tak je vhodnější zaměřit se na tuto méně nákladnou variantu, která by mohla být v případě potřeby rozšířena o čtvrtou osu. Zvolené parametry budou vycházet z porovnání dříve představených strojů, kde je vhodné zohlednit konkrétní požadavky na navrhovaný stroj, a tím se v případě potřeby odlišit od určitých hodnot.

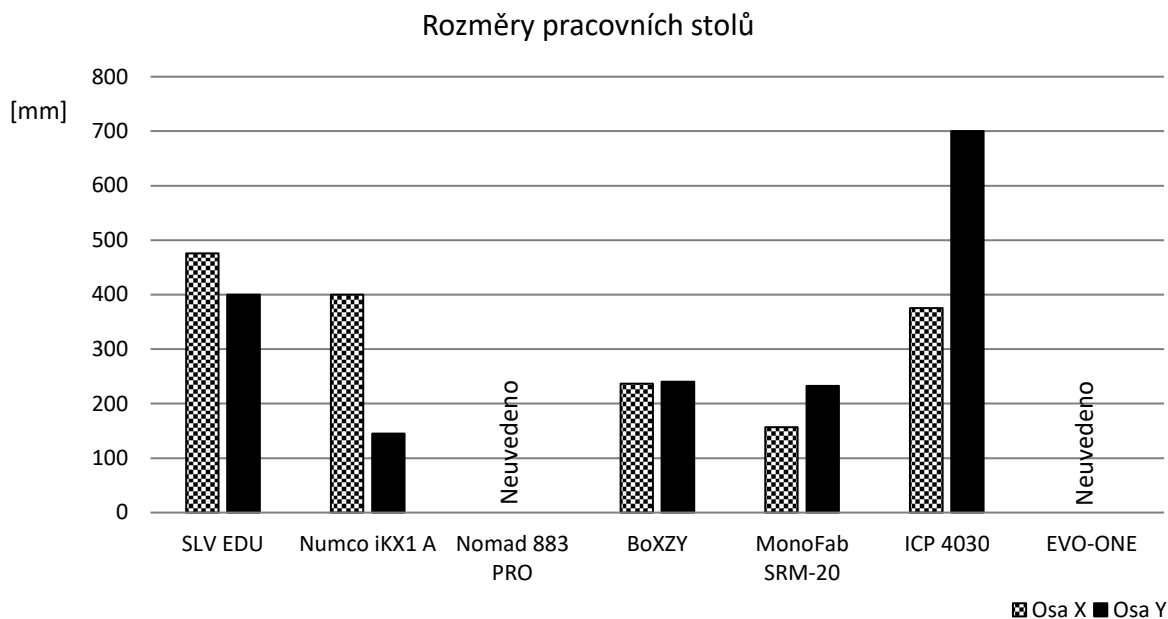
Parametry navrhovaného stroje (tab. 18) byly stanoveny tak, aby bylo možné frézku umístit do místnosti s běžným rozměrem dveří a připojit ji do elektrické sítě 230 V. Předpokládá se, že tato frézka bude umístěna v prostředí (typicky dílna), kde nejsou nijak výrazně zvýšené nároky na čistotu prostředí.

Rozsahy pojezdů, které určují prostor, v němž se může pohybovat nástroj, byly zvoleny na základě porovnání se stroji z rešeršní části práce (obr. 19). Pro určení konkrétních hodnot se současně přihlíželo k informaci uvedené na internetových stránkách výrobce CNC frézky EVO-ONE [20]. Výrobce MakerDreams zde uvádí, že prostor o velikosti 380 × 220 × 120 mm byl zkoumaný a optimalizovaný pro možnost obrábět součásti vhodné pro většinu pracovních procesů, které by frézka, jež spadá do této kategorie měla zabezpečovat. I když je hodnota výše zmíněného rozměru velmi individuální, byla brána v potaz jako případná minimální velikost ve výsledcích srovnání.



Obr. 19 Srovnání rozsahů posuvů v jednotlivých osách

Jinou důležitou vlastností je velikost pracovního stolu, která byla také určena na základě porovnání dříve představených strojů (obr. 20).



Obr. 20 Srovnání velikostí pracovních stolů

Hodnoty rychloposuvů v jednotlivých osách jsou vzhledem k předpokládanému použití této frézky oproti jiným parametrům méně podstatné, protože stroj bude sloužit pro kusovou výrobu. I přesto však byly zvoleny hodnoty tak, aby ani v tomto ohledu navrhovaná frézka nezaostávala.

Dále se vychází ze zadání, kde jsou uvedeny materiály polotovarů, jež by měl navrhovaný stroj zvládnout obrábět. Na ně navazuje stanovení velikosti výkonu včetně, rozsahu otáček a velikosti kroutícího momentu. Tyto parametry budou vycházet z konkrétních hodnot, které budou z uvedených materiálů polotovarů určeny v kapitole, jež se zabývá konstrukčním návrhem. Podobným způsobem budou určeny i další parametry, např. velikosti kroutících momentů pohonů pro posuvy či vhodné upínací rozhraní stolu.

Tab. 18 Základní parametry navrhovaného stroje

Parametr	Hodnota	Jednotka
Rozsah pojezdu	Osa X	450 [mm]
	Osa Y	380 [mm]
	Osa Z	180 [mm]
Rozměry pracovního stolu	Osa X	450 [mm]
	Osa Y	400 [mm]
Obráběný materiál	dřevo, plast, lehké slitiny	[-]
Rychloposuv v ose X	10	[m · min <sup>-1</sup> ]
Rychloposuv v ose Y	10	[m · min <sup>-1</sup> ]
Rychloposuv v ose Z	8	[m · min <sup>-1</sup> ]
Přesnost polohování	0,05	[mm]
Průměr nástroje	10	[mm]
Elektrické připojení	230	[V]

## 6 VOLBA VARIANTY

V této kapitole budou představeny tři vytipované konstrukční varianty, které budou následně hodnoceny vhodnou metodou. Na základě získaných výsledků bude vybrána nejlépe hodnocená varianta, jež se bude uvažovat v dalších kapitolách této práce.

### 6.1 Představení variant

Níže uvedené varianty vychází především z koncepcí, které se v oblasti modelářských frézek velmi často vyskytují.

#### 6.1.1 Varianta A

Za variantu A je považována vertikální frézka s křížovým stolem, kde stůl koná pohyb ve dvou vzájemně kolmých osách X, Y a vřeteník je svisle posuvný v ose Z.

Výhodou této koncepce je, že by stačilo použití tří motorů pro pohony lineárních os a tři pohybových šroubů, což by se projevilo ve výsledné ceně stroje. Na druhou stranu je potřeba vzít do úvahy, že kvůli výšce křížového stolu by při zachování určitého rozsahu v ose Z, vznikla potřeba vyššího stojanu, což by ovlivnilo spotřebu materiálu a hmotnost stroje. Dalším problémem je méně vhodná velikost pracovního stolu, která pro tak malý stroj může znamenat jisté konstrukční problémy ve snaze o zachování dobré tuhosti.

#### 6.1.2 Varianta B

Další představenou variantou je portálová frézka typu spodní gantry, u níž se uvažuje pevný pracovní stůl, pojezd příčnicku se stojany v ose X a pohyb vřetena v osách Y a Z.

Nevýhodou portálové frézky tohoto typu je předpoklad užití dvou motorů pro pohon příčnicku a dvou pohybových šroubů. Dále také obtížnější řešení modularity. Výhodou je malý zástavbový prostor stroje a užití méně hmotného stolu při zachování stejné tuhosti. Přes uvedené výhody se však tato varianta jeví, jako nejvíce nákladná.

#### 6.1.3 Varianta C

Poslední variantou je portálová frézka s posuvným stolem v ose X a pevným příčnickem, kde vřeteno koná pohyb v osách Y a Z.

Jedná se o konstrukčně jednoduchou variantu s menšími nebo podobnými náklady na stavbu jako v případě varianty A. Na rozdíl od portálové frézky typu spodní gantry má větší zástavbový prostor, snadnější řešení modularity a lepší odvod třísek. Tento typ frézek je ovšem kvůli pohyblivému stolu vhodnější použít pro méně hmotné obrobky, což by při přihlédnutí ke stanovené velikosti pracovního prostoru a požadavkům na možnost obrábět zadané druhy materiálů nemělo být limitujícím faktorem.

### 6.2 Volba koncepce

Volba koncepce bude provedena pomocí multikriteriální analýzy, která nachází uplatnění při rozhodování mezi několika variantami. Varianty z kap. 6.1 budou posouzeny pomocí vhodně zvolených kritérií s přidělenými váhami, jež odpovídají jejich významu. Každá z variant bude následně číselně hodnocena od 1 (nejhorší varianta) do 3 (nejlepší varianta). Posledním krokem je určení výsledného hodnocení, kde se u varianty s nejvyšším počtem dosažených bodů předpokládá, že nejlépe vyhovuje požadavkům.

Výsledky hodnocení jednotlivých alternativ jsou uvedeny v tab. 19, kde se zohlednilo deset vybraných kritérií, jež byly podle významu sestupně seřazeny:

- předpokládané náklady na stavbu stroje – nejvíce nákladná se jeví varianta B, kde se uvažuje použití dvou pohonů a pohybových šroubů pro posuv příčnicku se stojany. Varianta A má oproti variantě C horší hodnocení z důvodu předpokladu mnohem masivnější nosné soustavy stroje;
- předpokládaná tuhost konstrukce – při správném návrhu stroje se předpokládá, že by se měla vyskytovat největší tuhost u varianty A;
- vhodnost konstrukce pro určenou velikost pracovního stolu – zde je patrné, že stůl o zvolených rozměrech je nejméně vhodný pro variantu A, a to z důvodu potřeby větší vzdálenosti vřetena od stojanu. Portálové frézky jsou ohodnoceny stejnou hodnotou, jelikož je tento rozměr pro obě stejnou mírou vyhovující;
- přístupnost pracovního prostoru – nejlépe přístupný pracovní prostor je uvažován u varianty A;
- zástavbová plocha stroje – nepochybně největší výhodu v tomto ohledu má varianta B, u níž je prostor velmi efektivně využit a nejhůře na tom je varianta A;
- výška pracovního stolu – jelikož varianta A disponuje křížovým stolem, který je potřeba uvádět do pohybu ve dvou směrech, vzniká zde potřeba nejvyšší potřebné výšky. Lépe je na tom varianta C, jejíž stůl je pohyblivý pouze v jednom směru a nejmenší požadavek na výšku stolu lze shledat u varianty B;
- složitost konstrukce – složitost konstrukce nejhůře vychází u varianty B z důvodu uvažování použití dvou pohonů pro pohyb příčnicku v ose X. U varianty A a C se odhaduje použití jednoho pohonu pro každou osu, ale jelikož je u varianty A potřeba řešit větší vzdálenost vřetene od stojanu, tak je hodnocena menší hodnotou;
- předpokládaná hmotnost stroje – nejvyšší hmotnost by z důvodu přítomnosti masivního stojanu a základu stroje pravděpodobně vznikla u varianty A. Nejlépe se v tomto ohledu jeví portálová frézka s posuvným stolem;
- ohled na modularitu stroje – jak bylo zmíněno v kap. 6.1.2, tak právě u varianty C je předpoklad nejsnazšího řešení bez nutnosti složitých zásahů do stávající konstrukce;
- odvod třísek – z uspořádání os je patrné, že nejlepší odvod třísek by měl probíhat u varianty A kvůli křížovému stolem a nejhůře u varianty B s jejím nepohyblivým stolem.

Tab. 19 Volba koncepce

Váha kritéria	Kritérium	Varianta A	Varianta B	Varianta C
10	Předpokládané náklady na stavbu stroje	2	1	3
9	Předpokládaná tuhost konstrukce	3	1	2
8	Vhodnost konstrukce pro určenou velikost pracovního stolu	1	3	3
7	Přístupnost pracovního prostoru	3	2	1
6	Zástavbová plocha stroje	1	3	2
5	Výška pracovního stolu	1	3	2
4	Složitost konstrukce	2	1	3
3	Předpokládaná hmotnost stroje	1	2	3
2	Ohled na případnou modularitu stroje	1	2	3
1	Odvod třísek	3	1	2
Výsledné hodnocení		103	105	130

## 7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Konstrukční návrh bude vycházet ze stanovených parametrů (tab. 18) na nejlépe hodnocené variantě z kapitoly 6.2, tzn. portálové frézce s posuvným stolem.

### 7.1 Určení otáček, momentu a výkonu

Výpočet parametrů od obráběcích operací (frézování a vrtání) bude proveden pro stanovení otáček, kroutícího momentu, řezných sil a výkonu. Tyto hodnoty budou použity v následujících kapitolách při návrhu CNC frézky.

Navrhovaný stroj by měl být schopný obrábět dřevo, plast a lehké slitiny (Al, Zn,...). Výpočet tedy bude proveden při uvažování operací, které nejvíce zatěžují vřeteno a ostatní části stroje. Z toho důvodu byly zvoleny hodnoty, jež vstupují do výpočtu vždy tak, aby se dosáhlo, co největšího zatížení. Za obráběný materiál byl vybrán polotovar ze slitiny hliníku obsahující méně než 12–13 % křemíku, který je nejvíce zastoupenou skupinou této slitiny a v porovnání s ostatními podskupinami slitin hliníku či zinku dosahuje velké měrné řezné síly a tvrdosti materiálu o velikosti 75 HB. [27]

#### 7.1.1 Frézování

Pro stanovení zatěžujících sil od frézování je volena monolitní karbidová fréza CoroMill Plura s kódovým označením 2P232-1000-NA-015-H10F, která je vhodná pro obrábění hliníkových slitin s vysokým obsahem křemíku. Tento nástroj se nachází v nabídce společnosti Sandvik Coromant. [28]

Výpočet vychází ze vstupních parametrů (tab. 20) a vzorců pro frézování, které jsou uvedeny v [1], [29]. Maximální dovolená hloubka řezu tohoto nástroje do hliníkové slitiny je dle katalogu ve výši 5 mm. Jelikož by však při uvažování této hodnoty vedl výpočet na příliš vysokou hodnotu potřebného momentu a výkonu vřetena, tak byla snížena. Toto snížení je provedeno především z důvodu vysokých cen tak výkonných vřeten.

Tab. 20 Hodnoty vstupních parametrů pro výpočet zatěžujících sil od frézování [27], [28]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Průměr nástroje	$D_{cf}$	10	[mm]
Řezná rychlost	$v_{cf}$	270	[m · min <sup>-1</sup> ]
Posuv na zub	$f_{zf}$	0,13	[mm]
Měrná řezná síla	$k_{c1}$	600	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Konstanta měrné řezné síly	$m_c$	0,25	[–]
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_{rf}$	90	[°]
Hloubka řezu	$a_p$	2	[mm]
Šířka pracovního záběru	$a_e$	10	[mm]
Počet zubů	$z_f$	2	[–]

#### Výpočet otáček vřetena

$$n_f = \frac{10^3 \cdot v_{cf}}{\pi \cdot D_{cf}} = \frac{10^3 \cdot 270}{\pi \cdot 10} = 8\,594 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

kde  $n_f$  [min<sup>-1</sup>] je velikost otáček vřetena pro nástroj o průměru 10 mm.

## Rychlost posuvu

$$v_f = f_{zf} \cdot n_f \cdot z_f = 0,13 \cdot 8\,594 \cdot 2 = 2\,234,54 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (2)$$

kde  $v_f$  [ $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$ ] je rychlost posuvu.

## Průměrná tloušťka třísky

$$h_m = \frac{180 \cdot \sin \kappa_{rf} \cdot a_e \cdot f_{zf}}{\pi \cdot D_{cf} \cdot \arcsin\left(\frac{a_e}{D_{cf}}\right)} = \frac{180 \cdot \sin 90 \cdot 10 \cdot 0,13}{\pi \cdot 10 \cdot \arcsin\left(\frac{10}{10}\right)} = 0,08 \text{ mm} \quad (3)$$

kde  $h_m$  [ $\text{mm}$ ] je průměrná tloušťka třísky.

## Specifická řezná síla

$$k_{cf} = k_{c1} \cdot h_m^{-m_c} = 600 \cdot 0,08^{-0,25} = 1\,118,65 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4)$$

kde  $k_{cf}$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] je specifická řezná síla.

## Požadovaný výkon

$$P_{cf} = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_{cf}}{60 \cdot 10^6} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 2\,234,54 \cdot 1\,118,65}{60 \cdot 10^6} = 0,83 \text{ kW} \quad (5)$$

kde  $P_{cf}$  [ $\text{kW}$ ] je výkon vřetena.

## Kroutící moment

$$M_{cf} = \frac{P_{cf} \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_f} = \frac{0,83 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 8\,594} = 0,93 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

kde  $M_{cf}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je kroutící moment.

## Řezná síla

$$F_{cf} = \frac{2 \cdot M_{cf}}{D_{cf} \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 0,93}{10 \cdot 10^{-3}} = 185,16 \text{ N} \quad (7)$$

kde  $F_{cf}$  [ $\text{N}$ ] je řezná síla.

### 7.1.2 Vrtání

Pro stanovení zatěžujících sil od vrtání je volen monolitní karbidový vrták CoroDrill 460 s kódovým označením 460.1-0600-018A0-XM, který lze stejně jako monolitní frézu najít v nabídce společnosti Sandvik Coromant. Tento nástroj je dle výrobce optimalizovaný s ohledem na univerzálnost a obrábí řady různých materiálů, do nichž spadají i hliníkové slitiny. Výpočet při uvažování stejných materiálových charakteristik jako v případě frézování, vychází ze vstupních parametrů (tab. 21) a vzorců pro vrtání uvedených v [1], [30].

Tab. 21 Hodnoty vstupních parametrů pro výpočet zatěžujících sil od vrtání [28], [30]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Průměr nástroje	$D_{cv}$	6	[mm]
Řezná rychlost	$v_{cv}$	200	[m · min <sup>-1</sup> ]
Posuv na otáčku	$f_n$	0,12	[mm]
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_{rv}$	70	[°]
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0$	30	[°]
Počet břitů	$z_v$	2	[–]

## Výpočet otáček vřetena

$$n_v = \frac{10^3 \cdot v_{cv}}{\pi \cdot D_{cv}} = \frac{10^3 \cdot 200}{\pi \cdot 6} = 10\,610 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

kde  $n_v$  [ $\text{min}^{-1}$ ] je velikost otáček vřetena pro nástroj o průměru 6 mm.

### Posuv na břit

$$f_{zv} = \frac{f_n}{2} = \frac{0,12}{2} = 0,06 \text{ mm} \quad (9)$$

kde  $f_{zv}$  [ $\text{mm}$ ] je posuv na břit.

### Specifická řezná síla

$$k_{cv} = k_{c1} \cdot (f_{zv} \cdot \sin \kappa_{rv})^{-m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) \quad (10)$$

$$k_{cv} = 600 \cdot (0,06 \cdot \sin 70)^{-0,25} \cdot \left(1 - \frac{30}{100}\right) = 861,92 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

kde  $k_{cv}$  [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ] je specifická řezná síla.

### Síla posuvu

$$F_f \approx 0,5 \cdot k_{cv} \cdot \frac{D_{cv}}{2} \cdot f_n \cdot \sin \kappa_{rv} \approx 0,5 \cdot 861,92 \cdot \frac{6}{2} \cdot 0,12 \cdot \sin 70 \quad (11)$$

$$F_f \approx 145,79 \text{ N}$$

kde  $F_f$  [ $\text{N}$ ] je síla posuvu.

### Jmenovitý průřez třísky při vrtání do plného materiálu

$$A_D = \frac{D_{cf} \cdot f_n}{4} = \frac{6 \cdot 0,12}{4} = 0,18 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

kde  $A_D$  [ $\text{mm}^2$ ] je jmenovitý průřez třísky při vrtání do plného materiálu.

### Řezná síla

$$F_{cv} = k_{cv} \cdot A_D = 861,92 \cdot 0,18 = 155,14 \text{ N} \quad (13)$$

kde  $F_{cv}$  [ $\text{N}$ ] je řezná síla.

### Řezný výkon při vrtání

$$P_{cv} = \frac{F_{cv} \cdot v_{cv}}{12 \cdot 10^4} = \frac{155,14 \cdot 200}{12 \cdot 10^4} = 0,26 \text{ kW} \quad (14)$$

kde  $P_{cv}$  [ $\text{kW}$ ] je řezný výkon při vrtání.

### Kroutící moment

$$M_{cv} = \frac{P_{cv} \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_v} = \frac{0,26 \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot 10\,610} = 0,23 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (15)$$

kde  $M_{cv}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je kroutící moment.

## 7.2 Volba vřetena

Výběr vřetena byl proveden na základě vypočítaných hodnot z kapitoly 7.1, které jsou shrnuty v tab. 22, a také z informací získaných v řešební části této práce.

Tab. 22 Hodnoty pro volbu vřetena

Druh operace	Otáčky vřetena	Kroutící moment	Výkon
Frézování	$8\,594\text{ min}^{-1}$	$0,93\text{ N}\cdot\text{m}$	$0,83\text{ kW}$
Vrtání	$10\,610\text{ min}^{-1}$	$0,23\text{ N}\cdot\text{m}$	$0,26\text{ kW}$

Vřeteno bylo vybráno z nabídky společnosti Teknomotor. Jedná se elektrovřeteno z produktové řady C41/47 (obr. 21), jež se nachází v sérii DB, pro kterou je typické to, že dovoluje radiální i axiální zatížení při obrábění. Pohon je řešen vzduchem chlazeným asynchronním motorem o výkonu  $2\text{ kW}$ , který pracuje v rozsahu otáček od  $6\,000$  do  $24\,000\text{ min}^{-1}$ . [31], [32]



Obr. 21 Elektrovřeteno Teknomotor C41/47-C-DB-P-ER25 [22]

I když zvolené elektrovřeteno splňuje předem stanovené požadavky, tak by u něj někdo mohl spatřit nevýhodu v použití pevně spojeného ventilátoru, který je závislý na velikosti otáček, což bude při jejich vyšších hodnotách způsobovat větší hluk nebo jisté omezení práce v oblasti nižších otáček. V nabídce této společnosti existuje také vřeteno s nezávislým 24V ventilátorem za přítomnosti stejných parametrů a připojovacích rozměrů (tab. 23). Jelikož je cena tohoto vřetena vyšší a v případě potřeby by se dala tato skutečnost snadno řešit zakoupením samostatného ventilátoru, bylo rozhodnuto použít typ s pevně spojeným ventilátorem, kdy se při návrhu osy Z myslelo na potřebnou větší délku, jež by byla při náhradě ventilátoru potřebná. Další možností je amatérské a celkem snadno aplikovatelné řešení pomocí vodního chlazení. Tato varianta se však jeví jako nepotřebná pro daný účel.

Tab. 23 Cenové srovnání vřeten Teknomotor [33]

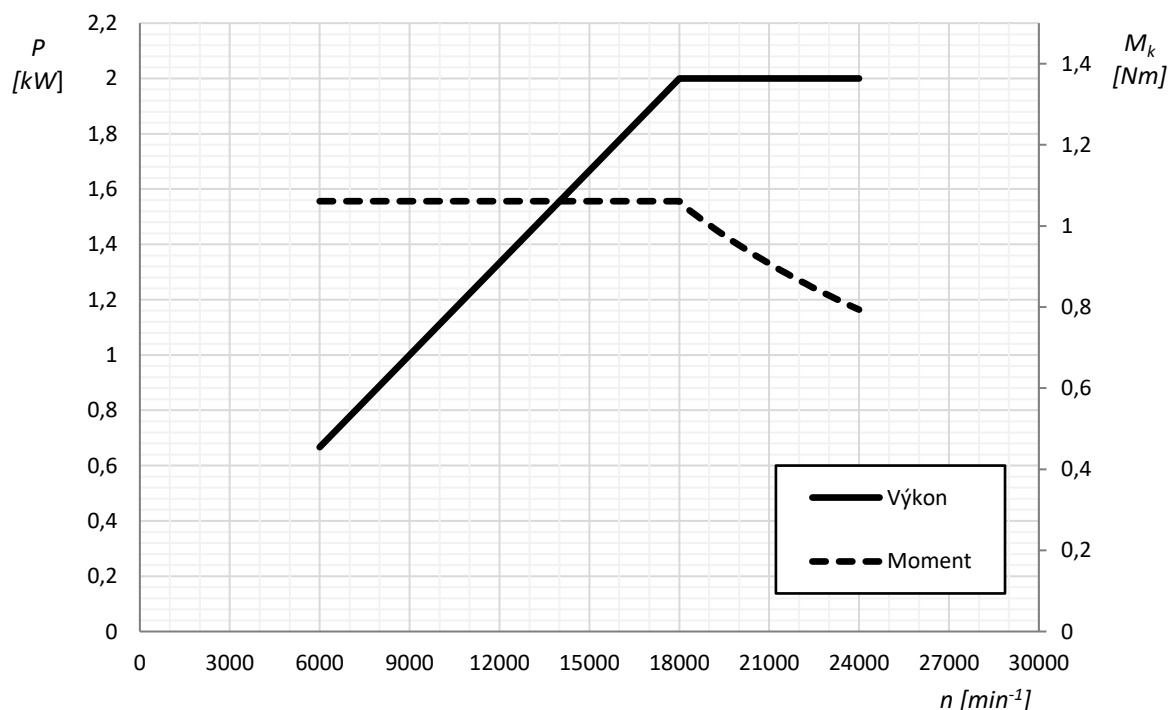
Model	Cena bez daně
Teknomotor C41/47-C-DB-P-ER25	722 EUR
Teknomotor C41/47-C-DB-P-ER25 s 24V ventilátorem	838 EUR

V tabulce 24 jsou shrnuty základní parametry zvoleného elektrovřetená.

Tab. 24 Parametry elektrovřetená C41/47-C-DB-P-ER25 [31], [32]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výkon	2	[kW]
Krouticí moment	1,06	[N · m]
Rozsah otáček	6 000 – 24 000	[min <sup>-1</sup> ]
Napájecí napětí	230	[V]
Proud	9	[A]
Frekvence	300	[Hz]
Stupeň krytí	IP54	[–]
Hmotnost	8,5	[kg]
Upínací rozhraní	ER25	[–]

Na obr. 22 je znázorněna výkonově-momentová charakteristika vřetená, která byla zhotovena dle [31]. Tato charakteristika může po výpočtu požadovaného výkonu a momentu potřebného pro obrábění s různými druhy nástrojů nebo při obrábění odlišných materiálů sloužit k následnému porovnání hodnot. To z důvodu, aby nedocházelo k přetěžování elektrovřetená.



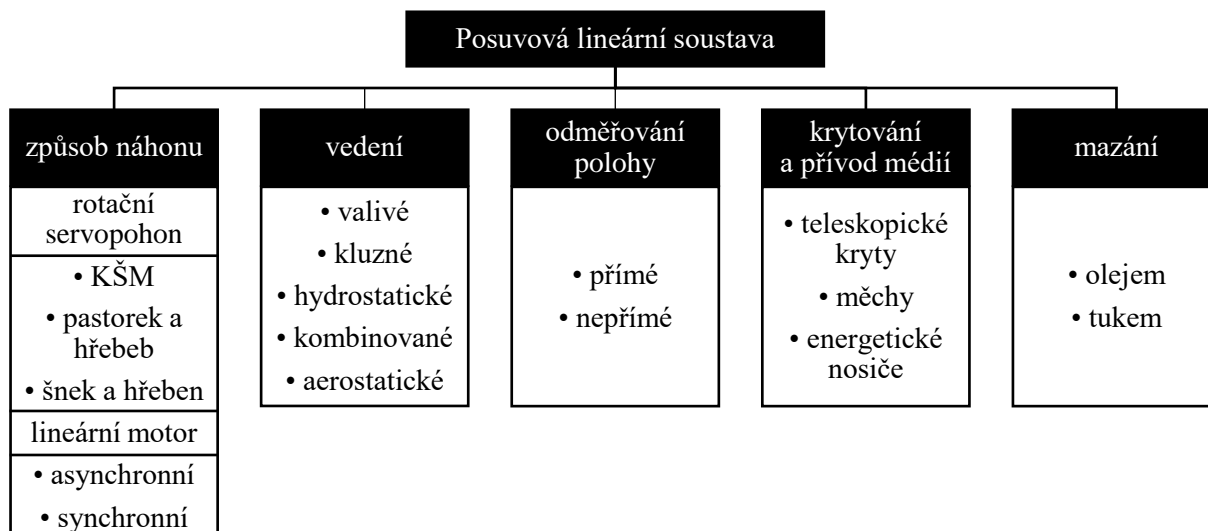
Obr. 22 Výkonově-momentová charakteristika zvoleného vřetená

Vřetená bude doplňovat frekvenční měnič VFD022EL21A od společnosti Delta Electronics, který je vhodný pro tento druh vřetená. Tento výrobek byl upřednostněn oproti doporučenému frekvenčnímu měniči Toshiba VF-S15S 2022 PL-WP, jež je uveden v katalogu výrobce vřetená především z důvodu lepší dostupnosti a nižší ceny za podmínek, kdy splňuje všechny potřebné parametry.

Jednofázový frekvenční měnič VFD022EL21A obsahuje integrovaný PID regulátor, EMI filtr, ovládací panel a bude připojen k elektrovřetená. Pro potlačení vysokofrekvenčního rušení budou použity stíněné kabely. [22]

### 7.3 Návrh posuvové lineární soustavy v ose Z

V současné době se posuvy obecně u obráběcích strojů realizují pomocí elektromechanické posuvové soustavy nebo náhonu lineárními servomotory. Přímočarý pohyb CNC obráběcích strojů se vyskytuje u hlavního posuvového řezného pohybu (nástroje či obrobku) nebo u pomocného pohybu. Skladba posuvové lineární soustavy, ze které se bude při návrhu vycházet je znázorněna na obr. 23. [2]



Obr. 23 Morfologie posuvové soustavy [2]

Jelikož je oblast modelářských frézek poněkud odlišná od profesionálních obráběcích strojů, tak lze některé prvky jen výjimečně nalézt v konstrukci těchto strojů. To je většinou zapříčiněno menšími nároky na jisté druhy vlastností těchto strojů, konstrukční náročností nebo požadavky na určitou výši ceny.

#### 7.3.1 Posuvový mechanismus osy Z

Posuvový mechanismus malých CNC obráběcích strojů je nejčastěji řešen transformací rotačního pohybu na přímočarý pohyb. Transformace pohybu v tomto případě probíhá za přítomnosti pohybových šroubů, které jsou poháněny motory a dále za přítomnosti prvků lineárního vedení.

Trapézové šrouby s rovnoměrným lichoběžníkovým závitem se vyznačují samosvorností, nízkou účinností (30 až 40 %) danou kluzným třením funkčních ploch, možností trhavých pohybů a snadnou výrobou, která se odráží ve výsledné ceně těchto komponent. [5], [34]

Kuličkové šrouby jsou charakteristické vysokou účinností (90 % i více), menším opotřebením, vysokou životností, minimálním oteplováním během provozu, možností úplného odstranění vůle, možností vytvoření předpětí a potlačením vzniku trhavých pohybů. Kuličkové šrouby se vyskytují ve dvou provedeních profilu drážky pro odvalování kuliček:

- gotický profil – jedná se o nejčastěji používané provedení, které vyniká vysokou přesností a možností vymezení vůle;
- kruhový profil – výrobně jednodušší provedení s horší účinností. Tyto druhy šroubů se často vyskytují jako nekalené, kdy výroba probíhá válcováním profilu. To se odráží v jejich menší přesnosti, ale také nižší ceně. [2]

## Volba pohybového šroubu

Pro zajištění plynulého a přesného chodu, jež bude mít výrazně menší nároky na velikost kroutícího momentu pohonu z důvodu vyšší účinnosti mechanismu a dosažení lepší přesnosti, bude upřednostněn kuličkový šroub před trapézovým.

Jelikož se profily kuličkových šroubů vyrábí několika způsoby (broušením, okružováním, válcováním), které se zároveň vyskytují v několika třídách přesnosti, tak je v této kategorii potřebné mimo technické stránky zohlednit také tu finanční. Příkladem může být broušený profil kuličkového šroubu, který se dle [35] zhotovuje ve třídách přesnosti IT1 a IT3. Tyto šrouby sice vykazují vysokou geometrickou přesnost a životnost, ale jejich pořízení bude z důvodu použití výrobně náročnějších technologií nákladnější v porovnání s okružovanými či válcovanými závity kuličkových šroubů.

Pro posuvový mechanismus osy Z byl z nabídky výrobce Hiwin vybrán nejmenší rozměr okružovaného kuličkového šroubu s gotickým profilem o průměru 16 mm a stoupáním ve výši 5 mm. Kuličkový šroub bude doplňovat dvojitá předepnutá matice DDB1605-R-3EF. Třidu přesnosti uvádí výrobce jako IT5, jejíž maximální odchylka stoupání závitu je ve výši 0,023 mm na vztažné délce 300 mm. Konce kuličkového šroubu budou opracovány výrobcem. V přední části (na straně u pohonu) bude šroub pevně uložen do ložiskového domečku SFA-10, jež obsahuje dvojitě axiální ložisko s kosoúhlým stykem a v zadní části bude uložen letmo. Uvažuje se, že letmé uložení zadního konce je v této ose pro stanovenou délku, průměr šroubu, svislou polohu a maximální otáčky přijatelné. Navíc odpadne nutnost uložení zadního konce do domečku s radiálním ložiskem, čímž se docílí menší konstrukční náročnosti a také nižší ceny. Matice bude přírubou spojena s domečkem.

Výše zmíněnou variantu při rozhodování paralelně doplňovala levnější alternativa v podobě válcovaného kuličkového šroubu s jednoduchou přírubovou maticí a třídou přesnosti IT5 od stejného výrobce. Tato možnost se však nezdála ve výsledku vhodná z důvodu přítomnosti vůlí a chybějícímu předepnutí, což by mělo vliv na výslednou přesnost. Tyto vůle by se sice daly v jistých případech do určité míry kompenzovat, ale takové řešení se nezdálo vhodné. Pro méně náročného uživatele s omezeným rozpočtem by se ovšem tato varianta dala uvažovat.

Cenové porovnání obou variant je uvedeno v tab. 25, kde jsou u šroubů uvažovány opracované konce. Jedná se o přibližné ceny, které byly získány na základě písemné poptávky a následné telefonické reakce této společnosti. Tato skutečnost vznikla na základě běžně nedostupných informací o cenách jednotlivých kuličkových šroubů, kdy si případný zájemce nemůže zjistit jejich přibližné výše, jako je tomu v případě ostatních komponent užitých v CNC strojích. Ceny sice byly stanoveny jen obecně, ale neměly by se nijak výrazně lišit od skutečnosti. Je patrné, že okružovaný šroub s dvojitou maticí je oproti válcovanému šroubu s jednoduchou maticí výrazně dražší, ale i přesto byla pro tuto aplikaci použítí upřednostněna nákladnější varianta z důvodu výše zmíněné možnosti předpětí matice pomocí vymezovacího kroužku.

Tab. 25 Cena kuličkových šroubů společnosti Hiwin

Výrobek	Cena bez DPH
Válcovaný šroub 16x05, 1 000 mm, jednoduchá matice, třída přesnosti IT5	6 425 Kč
Válcovaný šroub 16x05, 1 000 mm, jednoduchá matice, třída přesnosti IT7	6 257 Kč
Okružovaný šroub 16x05, 1 000 mm, dvojitá matice, třída přesnosti IT5	19 249 Kč
Domečky s radiálními ložisky	1 500 Kč
Domečky s axiálními kosoúhlými ložisky	4 500 Kč

## Kontrolní výpočet

Kontrolní výpočet bude proveden dle informací uvedených v katalogu kuličkových šroubů výrobce Hiwin [36] a za podpory literatury [2]. Základní parametry kuličkového jsou uvedeny v tabulce 26.

Tab. 26 Základní parametry kuličkového šroubu v ose Z [36]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý průměr šroubu	$d$	16	[mm]
Malý průměr šroubu	$d_k$	13,5	[mm]
Stoupání	$P$	5	[mm]
Dynamická únosnost	$C_{dyn}$	9 600	[N]
Statická únosnost	$C_0$	12 700	[N]
Maximální otáčkový faktor okružovaných šroubů	$D_{nmax}$	90 000	[-]

## Kontrola maximálních otáček

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu

$$n_r = \frac{v_r \cdot 10^3}{P} = \frac{8 \cdot 10^3}{5} = 1\,600 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

kde  $n_r$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu a  $v_r$  [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ] je stanovená hodnota rychloposuvu z kap. 5 (tab. 18).

Velikost kritických otáček

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 0,42 \cdot \frac{13,5}{316^2} \cdot 10^8 = 5\,678,18 \text{ min}^{-1} \quad (17)$$

kde  $n_k$  [ $\text{min}^{-1}$ ] je velikost kritických otáček kuličkového šroubu vzbuzující vlastní kmitočet šroubu,  $l_d$  [mm] je vzdálenost kuličkového šroubu od ložiska (určeno z návrhu frézky) a  $k_d$  [-] koeficient uložení kuličkového šroubu (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce).

Maximální přípustné otáčky

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 5\,678,18 \cdot 0,8 = 4\,542,54 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

kde  $n_{max}$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou maximální přípustné otáčky.

$$n_r < n_{max} \Rightarrow 1\,600 < 4\,542,54 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (19)$$

## Kontrola vzpěrné tuhosti ze statického hlediska

Statická axiální síla působící na šroub

$$F_{ks} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g = 22 \cdot 9,81 = 215,82 \text{ N} \quad (20)$$

kde  $F_{ks}$  [N] je statická axiální síla působící na šroub,  $\sum_{i=1}^n m_i$  [kg] jsou hmotnosti jednotlivých prvků v ose Z (určeno z modelu) a  $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je gravitační zrychlení.

Maximální teoretická dovolená axiální síla

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 0,26 \cdot \frac{13,5^4}{228^2} \cdot 10^5 = 16\,612,64\,N \quad (21)$$

kde  $F_k$  [N] je maximální teoretická dovolená axiální síla,  $k_k$  [–] koeficient závislosti na uložení (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce) a  $l_k$  [–] je nepodepřená délka kuličkového šroubu (určeno z návrhu frézky).

Maximální dovolená provozní axiální síla

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 16\,612,64 = 8\,306,32\,N \quad (22)$$

kde  $F_{kmax}$  [N] je maximální dovolená provozní axiální síla.

$$F_{ks} < F_{kmax} \Rightarrow 215,82 < 8\,306,32 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (23)$$

### Kontrola vzpěrné tuhosti z dynamického hlediska

Dynamická axiální síla působící na šroub

$$F_{kd} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left( g + \frac{v_r}{t_p} \right) = 22 \cdot \left( 9,81 + \frac{8 \cdot 60^{-1}}{0,2} \right) = 230,49\,N \quad (24)$$

kde  $F_{kd}$  [N] je dynamická axiální síla působící na šroub a  $t_p$  [s] doba rozběhu.

$$F_{kd} < F_{kmax} \Rightarrow 230,49 < 8\,306,32 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (25)$$

### Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor

$$D_n = d \cdot n_r = 16 \cdot 1\,600 = 25\,600 \quad (26)$$

kde  $D_n$  [–] je otáčkový faktor pro stanovený rychloposuv.

$$D_n < D_{nmax} \Rightarrow 25\,600 < 90\,000 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (27)$$

### Kontrola trvanlivosti

Trvanlivost v otáčkách

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{9\,600}{451} \right)^3 \cdot 10^6 = 9,6 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (28)$$

kde  $L$  [–] je trvanlivost v otáčkách a  $F_m$  [N] je střední hodnota zatížení axiálního zatížení, jejíž složkou je dle [37] i velikost předpětí (jelikož není známo přesné spektrum zatížení kuličkového šroubu v čase, byla celková hodnota  $F_m$  přibližně stanovena).

Trvanlivost v hodinách

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{9600}{451} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1000 \cdot 60} = 160\,483\,h \quad (29)$$

kde  $L_h$  [h] je trvanlivost v hodinách a  $n_m$  [ $min^{-1}$ ] je stanovená střední hodnota otáček, u které také není známo spektrum zatížení a stejně jako v případě síly  $F_m$  byla přibližně stanovena.

Z určených výsledků je patrné, že by mohl být použit kuličkový šroub menšího průměru, a přesto by byly splněny všechny kladené požadavky. Dá se předpokládat, že životnost kuličkového šroubu bude ve skutečnosti mnohem menší, jelikož dle [36] nezávisí jen na spektru zatížení v čase, ale také na čistotě prostředí, dostatečném mazání a jiných faktorech. Menší průměr okružovaných šroubů s možností vymezení vůlí však výrobce HIWIN nemá v nabídce. Z důvodu zachování stejnorodosti komponent v konstrukci stroje bude pro tuto krátkou osu použit vybraný kuličkový šroub, kdy se při použití stejných šroubů v ostatních osách uvažuje s jejich větším zatížením a menšími hodnotami trvanlivostí v porovnání s osou Z.

### 7.3.2 Pohon osy Z

Pohony lineárních os u CNC strojů se dají zabezpečit několika druhy motorů. V zamýšlené oblasti použití stroje (modelářské frézky) jsou nejčastějšími představiteli krokové motory a střídavé synchronní servomotory.

Krokový motor se stejně jako většina elektrických motorů skládá ze statoru, rotoru a dvou štítů s ložisky. Výhody a nevýhody jsou obecně uvedeny v tab. 27. V zásadě existují různé konstrukce těchto motorů:

- motor s variabilní reluktancí – stator je zhotoven z vrstvených izolovaných ocelových plechů, které jsou vytvarovány do podoby s několika póly, jež jsou ovinuty měděným drátem. Tento typ motoru může dosahovat vysokých rychlostí, ale s relativně nízkým točivým momentem;
- motor s permanentními magnety – oproti předchozímu typu motoru má rotor s integrovaným magnetem a je schopen dosáhnout většího točivého momentu;
- hybridní motor dvoufázový – jedná se o motor, který v sobě spojuje vysoké otáčky motoru s variabilní reluktancí a sílu motoru s permanentními magnety. V dnešní době je k dispozici v několika standardních rozměrech s tzv. Nema přírubou;
- hybridní motor pětifázový – poměrně drahé řešení, které je vhodné pro měkký chod téměř bez rezonancí;
- hybridní motor třífázový – novější varianta hybridních krokových motorů. Mezi jeho výhody lze řadit hladší chod, malý úhel kroku  $1,2^\circ$  a téměř bezhlučný provoz. [38]

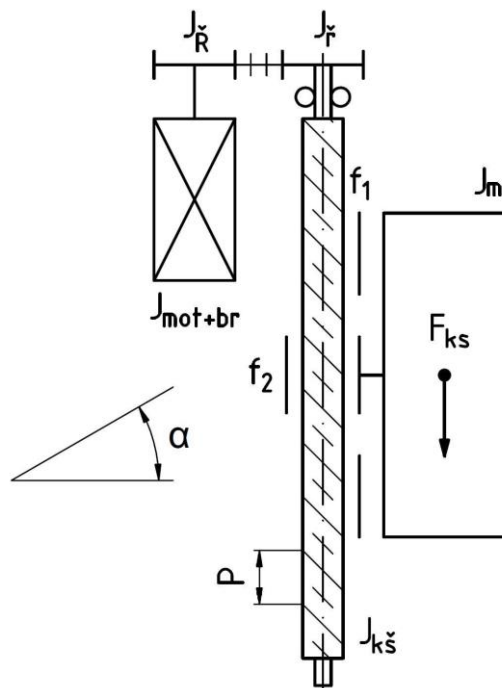
Tab. 27 Výhody a nevýhody krokových motorů [38]

Výhody krokového motoru	Nevýhody krokového motoru
<ul style="list-style-type: none"> <li>• jednoduchost řízení</li> <li>• jednoduchost konstrukce a nízká cena</li> <li>• žádná údržba</li> <li>• vysoký točivý moment</li> <li>• nepotřebuje zpětnou vazbu</li> <li>• kompatibilita s různými výrobci</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• citlivý na přetížení</li> <li>• bez zpětné informace o skutečné poloze</li> <li>• dosahuje nižších maximálních otáček</li> <li>• ztráta momentu při rostoucích otáčkách</li> <li>• limitovaná dynamika</li> <li>• hlučnost</li> </ul>

Střídavý synchronní servomotor s permanentními magnety má ve statoru rozložené trojfázové vinutí a permanentní magnety na rotoru. Tento druh motoru je vhodný pro aplikace, jež kladou vysoké nároky na dynamiku, přesnost a malý zástavbový prostor. Mezi jeho výhody patří vysoká přetížitelnost, velké úhlové zrychlení a energetická účinnost. Zpětnou vazbou může být např. resolver. Největší nevýhodou v porovnání s krokovými motory je vyšší cena a v neprofesionální oblasti problém s výběrem kompatibilního servozsilovače od jiného výrobce. [39], [40]

## Návrh pohonu

Návrh pohonu bude řešen dle literatury [2] z hlediska statického, kinematického a dynamického tak, aby se dospělo k hodnotám, které poslouží pro následný výběr vhodného motoru. Do následujících výpočtů budou vstupovat parametry uvedené v tab. 28 a zároveň se bude vycházet ze schematického znázornění posuvové soustavy této osy (obr. 24).



Obr. 24 Schematické znázornění posuvové soustavy v ose Z

Tab. 28 Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose Z [2]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Účinnost valivého vedení	$\eta_V$	0,98	[-]
Účinnost kuličkového šroubu a matice	$\eta_S$	0,92	[-]
Účinnost uložení kuličkového šroubu	$\eta_L$	0,97	[-]
Účinnost vloženého převodu (řemen)	$\eta_1$	0,99	[-]
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_1$	0,005	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu redukovaný na poloměr šroubu	$f_2$	0,003	[-]

### Statické hledisko

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_V \cdot \eta_S \cdot \eta_L \cdot \eta_1 = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,87 \quad (30)$$

kde  $\eta_c$  [-] je celková účinnost.

Potřebný moment motoru ze statického hlediska

$$M_{ms} = \frac{F_{ks} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{215,82 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,87} = 0,2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (31)$$

kde  $M_{ms}$  [N · m] je potřebný moment motoru ze statického hlediska.

### Kinematické hledisko

Lineární zrychlení (zpoždění)

$$a = \frac{v_r \cdot 60^{-1}}{t_p} = \frac{8 \cdot 60^{-1}}{0,2} = 0,67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (32)$$

kde  $a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] lineární zrychlení.

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{0,67 \cdot 2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} = 837,76 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (33)$$

kde  $\varepsilon_s$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení kuličkového šroubu.

Úhlové zrychlení motoru

$$\varepsilon_s = \varepsilon_m = 837,76 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (34)$$

kde  $\varepsilon_m$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení motoru při uvažování vloženého převodu  $i_1 = 1$ .

### Dynamické hledisko

Následující výpočet bude proveden při uvažování hodnot parametrů, které vycházejí z předběžné volby synchronního servomotoru od společnosti TG drives s kódovým označením TGT3-0065, a také předpokládané velikosti řemenic, jež by měly být vhodné pro tento motor.

Moment od přesouvaných hmot

$$M_G = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} = \frac{22 \cdot 9,81 \cdot \sin 90^\circ \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,99} = 0,17 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (35)$$

kde  $M_G$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je moment od přesouvaných hmot a  $\alpha$  [ $^\circ$ ] úhel sklonu.

Síla předeptnutí kuličkového šroubu

$$F_p = 0,35 \cdot F_{ks} = 0,35 \cdot 215,82 = 75,54 \text{ N} \quad (36)$$

kde  $F_p$  [ $\text{N}$ ] je síla od předeptnutí kuličkového šroubu.

Ztrátový moment kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} \cdot (1 - \eta_s^2) = \frac{75,54 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) = 0,01 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (37)$$

kde  $M_{KSM}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je ztrátový moment kuličkového šroubu.

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{KSM} = 0,17 + 0,01 = 0,18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (38)$$

kde  $M_{zdrhm}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru.

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot

$$J_m = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 22 \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,39 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (39)$$

kde  $J_m$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] je redukováný moment setrvačnosti posuvných hmot.

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru

$$J_{rhm} = J_{mot+br} + J_{kš} + J_m + J_{ř} + J_{Ř}$$

$$J_{rhm} = 5 \cdot 10^{-5} + 1,13 \cdot 10^{-5} + 1,39 \cdot 10^{-5} + 3,39 \cdot 10^{-6} + 3,39 \cdot 10^{-6} \quad (40)$$

$$J_{rhm} = 8,20 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde  $J_{rhm} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  je celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru,  $J_{mot+br} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  moment setrvačnosti motoru s brzdou (určeno dle [40]),  $J_{ř} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  moment setrvačnosti hnané řemenice (určeno z modelu) a  $J_{Ř} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  moment setrvačnosti hnací řemenice (určeno z modelu).

Potřebný moment motoru z dynamického hlediska

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 8,20 \cdot 10^{-5} \cdot 837,76 + 0,18 = 0,25 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (41)$$

kde  $M_{md} [\text{N} \cdot \text{m}]$  je potřebný moment motoru z dynamického hlediska.

Kontrola dynamických poměrů

Moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru  $J_{rhm}$  by měl pro kvalitní dynamické poměry dosahovat hodnoty nejméně  $1,5 \cdot J_{mot}$ , kdy maximální hodnotou by mělo být  $3 \cdot J_{mot}$ .

$$\frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{8,20 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-5}} = 1,64 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (42)$$

### Volba pohonu

Na základě informací uvedených na začátku této kapitoly a následných výpočtů byl pro pohon kuličkového šroubu zvolen střídavý synchronní servomotor TGT3-0065 od české společnosti TG drives, jehož základní parametry jsou shrnuty v tab. 29, který byl upřednostněn před variantou v podobě krokového motoru.

Tab. 29 Parametry servomotoru TGT3-0065 (TG drives) [40]

Jmenovité otáčky	Jmenovitý moment	Jmenovitý výkon
2 000 $\text{min}^{-1}$	0,62 $\text{N} \cdot \text{m}$	129 $\text{W}$

Původní volbou byl menší servomotor od stejného výrobce. Tato volba se však ukázala při výpočtu dynamických poměrů (vzorec 42) jako nevhodná. Z toho důvodu byl nalezen motor s jinými parametry tak, aby se docílilo splnění všech požadavků a doporučení z literatury [2]. Jelikož přesná informace o ceně těchto výrobků není běžně k dispozici, tak proběhlo cenové srovnání obou motorů s konkurenčními výrobky rozdílných parametrů, z něhož se mezi nimi nepředpokládá výrazný cenový rozdíl. Příklad cenového rozdílu dvou pohonů s navzájem rozdílnými parametry lze spatřit v tab. 30.

Tab. 30 Cenové porovnání servomotorů Delta [41]

Model	Jmenovitý moment	Cena bez daně
ECMA-C20401RS	0,32 $\text{N} \cdot \text{m}$	235 $\text{EUR}$
ECMA-C20604RS	1,27 $\text{N} \cdot \text{m}$	244 $\text{EUR}$

Zvolený motor obsahuje zpětnou vazbu v podobě resolveru a z bezpečnostních důvodů bude vybaven brzdou. Doplnovat jej bude digitální servozesilovač TGA-24-9/20 od stejné společnosti, u kterého se zohledňoval především požadavek proudové přetížitelnosti. [42]

### Volba řemenu a řemenic

Jelikož se motor nachází mimo osu kuličkového šroubu, tak je potřeba provést výběr vhodného kinematického řetězce pro přenos točivého momentu z hřídele motoru. Pro tento účel budou sloužit řemenice a řemen příslušných rozměrů, jejichž volba pramenila z návrhového výpočtu v programu ContiTech Suite 7.4, který je dostupný z [43].

Vstupní hodnoty pro výpočet vycházely z dříve určených hodnot pro výběr pohonu posuvové soustavy, kde se zvolily nejvyšší možné otáčky, součinitelé (frézky jako oblast použití a střední podmínky provozního zatížení), osová vzdálenost, převodový poměr a velikost kroutícího momentu. Ze zadané hodnoty kroutícího momentu, součinitelů a otáček je tímto programem vypočtena hodnota přenášeného výkonu, a tím ověřeno, zda byl výběr předem zvolených prvků dostačující. Velikost požadovaného momentu byla z bezpečnostních důvodů mírně navýšena tak, aby vznikla jistá rezerva, ale zároveň nedošlo ke zbytečnému zvětšení zástavbového prostoru.

Na základě informací z výstupu návrhového programu (obr. 25) bylo potvrzeno, že předběžná volba kinematického řetězce splňuje dané požadavky. Z toho důvodu bude v konstrukci použit synchronní řemen délky 295 mm o šířce 15 mm, který budou doplňovat řemenice s 18 zuby. Všechny zvolené výrobky HTD 5M jsou běžně k dostání. Jedna z řemenic bude uložena na opracovaném konci kuličkového šroubu a zajištěna svěrným pouzdem, druhá bude umístěna na hřídeli motoru. Napnutí řemenu je realizováno pomocí držáku motoru.

Tooth profile	PROF	=	5M	
Tooth pitch	T	=	5.00	mm
Number of teeth on small pulley	ZK	=	18	
Pitch diameter of small pulley	DWK	=	28.65	mm
Number of teeth on large pulley	ZG	=	18	
Pitch diameter of large pulley	DWG	=	28.65	mm
Speed of small pulley	NK	=	1600.00	1/min
Speed of large pulley	NG	=	1600.00	1/min
Transmission ratio	I	=	1.00	
Belt length	LW	=	295.00	mm
Number of teeth on timing belt	Z	=	59.00	
Centre distance	AER	=	102.50	mm
Arc of contact on the small pulley	BETA	=	180.00	grd
Number of teeth in mesh on small pulley	ZE	=	9.00	
Belt speed	V	=	2.40	m/s
Belt flex frequency	BF	=	16.27	Hz
Overall service factor	C0	=	1.50	
Teeth in mesh factor	C1	=	1.00	
Length factor	C5	=	0.80	
Power to be transmitted	P	=	0.17	kW
Torque on small pulley	MDK	=	1.00	Nm
Torque on large pulley	MDG	=	1.00	Nm
Calculated belt width	BERR	=	9.47	mm
Chosen belt width	B	=	15.00	mm
Power rating for belt width	Pr	=	0.43	kW
Calculated overall service factor	COER	=	2.60	
Effective pull	FU	=	69.81	N
Static belt tension	FSTAT	=	79.80	N
Total axle load	FV	=	159.60	N
Belt tension load factor	k1	=	1.00	
Belt tension service factor	k2	=	1.00	
Test force	FE	=	54.00	N
Test deflection	TE	=	5.53	mm
Natural frequency of belt span	EIF	=	193	Hz

Obr. 25 Shrnutí zadaných a vypočtených hodnot (ContiTech Suite 7.4)

### 7.3.3 Lineární vedení osy Z

Vedení v posuvových soustavách se používá k definovanému pohybu posouvajících se částí. Při konstrukci jsou na vodící plochy kladeny všeobecné požadavky v podobě:

- vysoké statické a dynamické tuhosti;
- přesnosti vedení a co nejvyšší odolnosti vůči opotřebením;
- možnosti vymezení vůle vzniklé opotřebením;
- výborné jakosti povrchu pro snížení součinitele tření;
- ochraně proti vnikání nečistot;
- co nejmenších ztrát ve vedení;
- jednoduchého tvaru vedení s ohledem na snadnou výrobu, který dovoluje pohyb částí s jedním stupněm volnosti a zároveň je schopen zachytit přenášejí síly. [2]

Z jednotlivých druhů vedení se lze v této oblasti nejčastěji setkat s vedením valivým a méně často také s vedením kluzným.

Vedení kluzná se obecně využívají ve dvou variantách (hydrodynamické a hydrostatické), které se liší třecími poměry. Typ vodící plochy se může vyskytovat v podobě válcové (kruhové), prizmatické, ploché nebo rybinovité. Nevýhodou kluzného vedení může být snížená jakost práce vlivem nestability pohybu, což má za následek nerovnoměrný trhavý pohyb nebo necitlivost, která znemožňuje nastavení nástroje vůči obrobku. [2]

Valivá vedení jsou charakteristická menším součinitelem tření za klidu a pohybu, možností vymezení vůle, minimálním opotřebením a vysokou přesností pohybu. Nevýhodami jsou náročnost na přesnost výroby, větší rozměry než u kluzných vedení a menší schopnost útlumu chvění. Valivými elementy mohou být kuličky, válečky nebo jehly. [2]

V konstrukcích modelářských frézek se v poměrně vysoké míře využívá valivé vedení, a to kuličkové vedení profilové nebo s kruhovými tyčemi. Válečkové vedení má dle [2] větší únosnost a používá se pro silové aplikace. Z výše uvedeného vyplývá, že kuličkové vedení by mělo být pro zamýšlené použití dostatečné. Na obr. 26 jsou zobrazeny jednotlivé druhy valivých vedení.



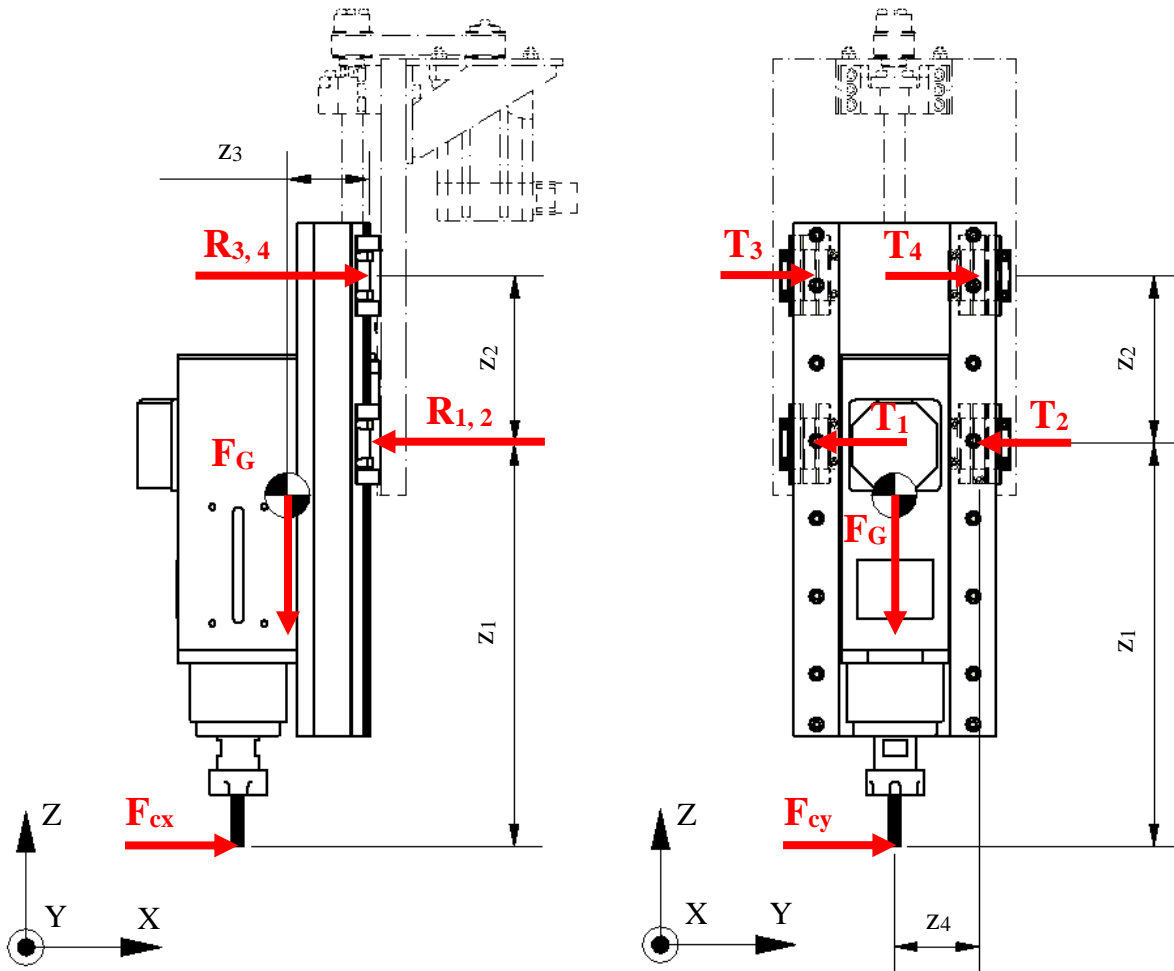
Obr. 26 Vedení: a) kuličkové s kruhovými tyčemi, b) kuličkové profilové, c) válečkové profilové [44]

#### Volba vedení

Na základě výše uvedených informací bylo vybráno lineární vedení s profilovou kolejnicí z nabídky společnosti Hiwin, které umožňuje pohyb pomocí valivých elementů v podobě kuliček. Toto vedení má dle výrobce nízký koeficient tření, potřebu nízkých posuvových sil, vysokou účinnost a díky profilové kolejnici může vozík zachytávat síly ve vertikálním i horizontálním směru. Konkrétně se jedná o kolejnice s označením HGR15R H a přírubové vozíky HGW15CC ve čtyřřadém kuličkovém provedení. Instalace vozíků s kolejnicemi bude provedena podle doporučení výrobce, kde budou využity referenční hrany. [45]

## Kontrolní výpočet

Výpočet vedení bude proveden dle informací uvedených v katalogu výrobce [45] a zároveň bude vycházet ze schematického znázornění (obr. 27) s vyznačenými silami a reakcemi, kde jednotlivé vzdálenosti potřebné k výpočtu  $z_{1,2,3,4}$  [m] byly určeny z návrhu stroje při poloze vřetena, jež nejvíce zatěžuje vozíky, tzn. v poloze největšího vysunutí.



Obr. 27 Znázornění zatěžujících sil v ose Z

Radiální zatížení vozíků

$$R_3 = R_4 = \frac{F_G \cdot z_3 + F_{cx} \cdot z_1}{2 \cdot z_2} \quad (43)$$

$$R_3 = R_4 = \frac{22 \cdot 9,81 \cdot 0,063 + 185,16 \cdot 0,312}{2 \cdot 0,13} = 274,49 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F_{cx}}{2} + \frac{F_G \cdot z_3 + F_{cx} \cdot z_1}{2 \cdot z_2} \quad (44)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{185,16}{2} + \frac{22 \cdot 9,81 \cdot 0,063 + 185,16 \cdot 0,312}{2 \cdot 0,13} = 367,07 \text{ N}$$

Tečné zatížení vozíků

$$T_3 = T_4 = \frac{F_{cy} \cdot z_1 - F_G \cdot z_4}{2 \cdot z_2} \quad (45)$$

$$T_3 = T_4 = \frac{185,16 \cdot 0,312 - 22 \cdot 9,81 \cdot 0,066}{2 \cdot 0,13} = 167,41 \text{ N}$$

$$T_1 = T_2 = \frac{F_{cy} \cdot z_1 - F_G \cdot z_4}{2 \cdot z_2} + \frac{F_{cy}}{2} \quad (46)$$

$$T_1 = T_2 = \frac{185,16 \cdot 0,312 - 22 \cdot 9,81 \cdot 0,066}{2 \cdot 0,130} + \frac{185,16}{2} = 259,99 \text{ N}$$

Statické ekvivalentní zatížení

$$P_e = R_1 + T_1 = 367,07 + 259,99 = 627,06 \text{ N} \quad (47)$$

kde  $P_e$  [N] je statické ekvivalentní zatížení a  $R_1, T_1$  [N] jsou reakce v nejméně zatíženém vozíku.

Statický bezpečnostní faktor

$$f = \frac{C_{v0}}{P_e} = \frac{16\,970}{627,06} = 27,06 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (48)$$

kde  $f$  [-] je statický bezpečnostní faktor zatížení (tabelovaná hodnota z katalogu výrobce, která by pro normální zatížení měla dosahovat minimální hodnoty 3) a  $C_{v0}$  [N] je statická únosnost.

Trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v délkové jednotce

$$L_v = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{vdyn}}{f_w \cdot P_e} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 11\,380}{1,2 \cdot 627,06} \right)^3 \cdot 50\,000 = 1,73 \cdot 10^8 \text{ m} \quad (49)$$

kde  $L_v$  [m] je trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v délkové jednotce,  $f_H$  [-] faktor tvrdosti (tabelovaná hodnota 1 pro oběžné dráhy lineárního vedení standardní tvrdosti),  $f_T$  [-] faktor teploty (tabelovaná hodnota 1 za předpokladu, že stroj nebude vystavován nepřiměřené teplotě prostředí),  $C_{vdyn}$  [N] je dynamická únosnost a  $f_w$  [-] je faktor zatížení (tabelovaná hodnota ve výši 1,2 pro vybraný typ zatížení s pojezdovou rychlostí menší než  $15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

Trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v časové jednotce

$$L_{vh} = L_v \cdot \frac{100\,000}{v_f \cdot 60} = 1,73 \cdot 10^8 \cdot \frac{100\,000}{2\,234,54 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 1,29 \cdot 10^{11} \text{ h} \quad (50)$$

kde  $L_{vh}$  [h] je trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v časové jednotce a  $v_f$  [mm] je rychlost posuvu pro hrubovací operace při obrábění slitin hliníku (vzorec 2, kap. 7.1.1), z jejichž zatěžujících sil byla určena hodnota ekvivalentního zatížení, která vstupuje do tohoto výpočtu.

Z vypočítaných hodnot je patrné, že trvanlivost lineárního vedení je příliš vysoká, což se u tak malého stroje dalo předpokládat. Podobně jako u výpočtu kuličkového šroubu se ovšem počítá s mnohem nižší hodnotou trvanlivosti, která je ovlivněna čistotou prostředí, mazáním a jinými faktory. Pokud se neuvažuje miniaturní vedení, tak se jedná o nejmenší možný rozměr vybraných kolejnic a vozíků z katalogové nabídky Hiwin. Jelikož jsou tyto díly cenově přijatelné, snadno dostupné a po konstrukční stránce také snadno aplikovatelné, budou ve stavbě frézky použity.

## 7.4 Návrh posuvové lineární soustavy v ose Y

Následující návrh posuvové lineární soustavy v ose Y bude vycházet z informací získaných při návrhu osy Z.

### 7.4.1 Posuvový mechanismus osy Y

Pro posuvový mechanismus osy Y byl zvolen stejný typ a velikost okružovaného kuličkového šroubu, jako v případě osy Z. Konce kuličkového šroubu budou opracovány výrobcem tak, aby nedošlo ke ztrátě záruky. Na straně u pohonu bude šroub uložen do ložiskového domečku FK-12, který obsahuje dvojici axiálních ložisek s kosoúhlým stykem a na protější straně do ložiskového domečku FF-12 s radiálním ložiskem. Součástí tohoto posuvového mechanismu je také dvojitá předepnutá matice DDB1605-R-3EF, jež bude spojena pomocí příruby s domečkem.

#### Kontrolní výpočet

Kontrolní výpočet bude proveden dle informací uvedených v katalogu kuličkových šroubů výrobce Hiwin [36] a za podpory literatury [2]. Jelikož jsou vstupní parametry pro výpočet posuvového mechanismu shodné s osou Z, budou použity stejné hodnoty uvedené v tab. 26 (kap. 7.3.1).

#### Kontrola maximálních otáček

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu

$$n_r = \frac{v_r \cdot 10^3}{P} = \frac{10 \cdot 10^3}{5} = 2\,000 \text{ min}^{-1} \quad (51)$$

kde  $n_r$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu a  $v_r$  [ $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ ] je stanovená hodnota rychloposuvu z kap. 5 (tab. 18).

Velikost kritických otáček

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{13,5}{640^2} \cdot 10^8 = 6\,196,29 \text{ min}^{-1} \quad (52)$$

kde  $n_k$  [ $\text{min}^{-1}$ ] je velikost kritických otáček kuličkového šroubu vzbuzující vlastní kmitočet šroubu,  $l_d$  [ $\text{mm}$ ] je vzdálenost kuličkového šroubu mezi ložisky (určeno z návrhu frézky) a  $k_d$  [-] koeficient uložení kuličkového šroubu (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce).

Maximální přípustné otáčky

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 6\,196,29 \cdot 0,8 = 4\,957,03 \text{ min}^{-1} \quad (53)$$

kde  $n_{max}$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou maximální přípustné otáčky.

$$n_r < n_{max} \Rightarrow 2\,000 < 4\,957,03 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (54)$$

#### Kontrola vzpěrné tuhosti ze statického hlediska

Statická axiální síla působící na šroub

$$F_{ks} = F_{cf} = 185,16 \text{ N} \quad (55)$$

kde  $F_{ks}$  [ $\text{N}$ ] je statická axiální síla působící na šroub.

Maximální teoretická dovolená axiální síla

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{13,5^4}{485^2} \cdot 10^5 = 28\,947,13 \text{ N} \quad (56)$$

kde  $F_k$  [N] je maximální teoretická dovolená axiální síla,  $k_k$  [–] koeficient závislosti na uložení (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce) a  $l_k$  [–] je nepodepřená délka kuličkového šroubu (určeno z návrhu frézky).

Maximální dovolená provozní axiální síla

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 28\,947,13 = 14\,473,56 \text{ N} \quad (57)$$

kde  $F_{kmax}$  [N] je maximální dovolená provozní axiální síla.

$$F_{ks} < F_{kmax} \Rightarrow 185,16 < 14\,473,56 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (58)$$

### Kontrola vzpěrné tuhosti z dynamického hlediska

Dynamická axiální síla působící na šroub

$$F_{kd} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \frac{v_r}{t_p} = 39 \cdot \frac{10 \cdot 60^{-1}}{0,2} = 32,5 \text{ N} \quad (59)$$

kde  $F_{kd}$  [N] je dynamická axiální síla působící na šroub,  $\sum_{i=1}^n m_i$  jsou hmotnosti jednotlivých prvků v ose Y a  $t_p$  [s] je doba rozběhu.

$$F_{kd} < F_{kmax} \Rightarrow 32,5 < 14\,473,56 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (60)$$

### Kontrola otáčkového faktoru

Otáčkový faktor

$$D_n = d \cdot n_r = 16 \cdot 2\,000 = 32\,000 \quad (61)$$

kde  $D_n$  [–] je otáčkový faktor pro stanovený rychloposuv.

$$D_n < D_{nmax} \Rightarrow 32\,000 < 90\,000 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (62)$$

### Kontrola trvanlivosti

Trvanlivost v otáčkách

$$L = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{9\,600}{557,15} \right)^3 \cdot 10^6 = 5,1 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (63)$$

kde  $L$  [–] je trvanlivost v otáčkách a  $F_m$  [N] je střední hodnota zatížení axiálního zatížení, jejíž složkou je dle [37] i velikost předpětí (jelikož není známo přesné spektrum zatížení kuličkového šroubu v čase, byla celková hodnota  $F_m$  přibližně stanovena).

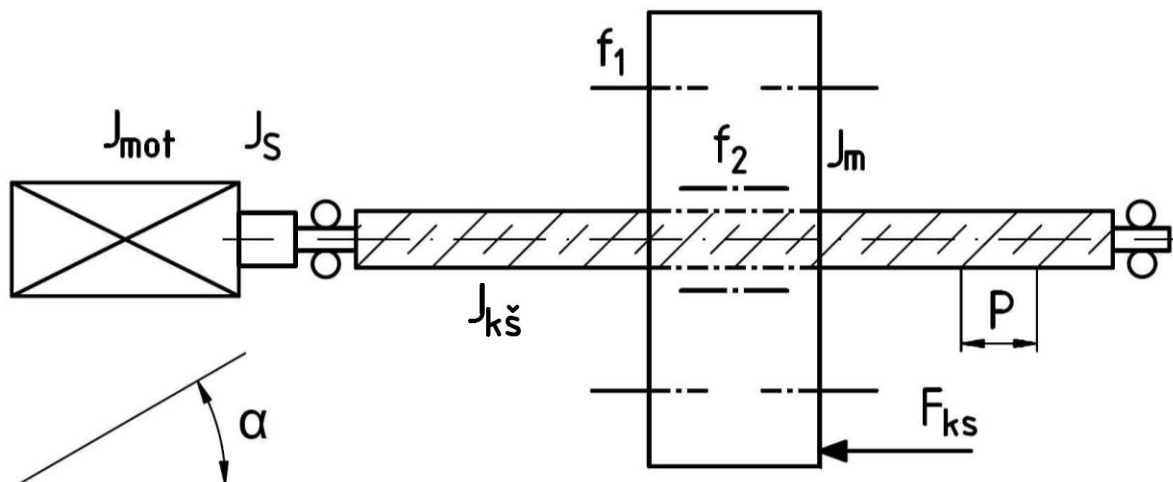
Trvanlivost v hodinách

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left( \frac{9600}{557,15} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1000 \cdot 60} = 85\,258 \text{ h} \quad (64)$$

kde  $L_h$  [h] je trvanlivost v hodinách a  $n_m$  [ $\text{min}^{-1}$ ] je stanovená střední hodnota otáček, u které také není známo přesné spektrum zatížení, a proto byla stejně jako v případě síly  $F_m$  přibližně stanovena.

### 7.4.2 Pohon osy Y

Návrh pohonu bude řešen dle literatury [2] z hlediska statického, kinematického a dynamického tak, aby se dospělo k hodnotám, které poslouží k následnému výběru vhodného motoru. Do následujících výpočtů budou vstupovat parametry uvedené v tab. 31 a zároveň se bude vycházet ze schematického znázornění posuvové soustavy této osy (obr. 28).



Obr. 28 Schematické znázornění posuvové soustavy v ose Y

Tab. 31 Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose Y [2]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Účinnost valivého vedení	$\eta_V$	0,98	[-]
Účinnost kuličkového šroubu a matice	$\eta_S$	0,92	[-]
Účinnost uložení kuličkového šroubu	$\eta_L$	0,92	[-]
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_1$	0,005	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu redukovaný na poloměr šroubu	$f_2$	0,003	[-]

#### Statické hledisko

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_V \cdot \eta_S \cdot \eta_L = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,92 = 0,83 \quad (65)$$

kde  $\eta_c$  [-] je celková účinnost.

Potřebný moment motoru ze statického hlediska

$$M_{ms} = \frac{F_{ks} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{185,16 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,83} = 0,18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (66)$$

kde  $M_{ms}$  [N · m] je potřebný moment motoru ze statického hlediska.

#### Kinematické hledisko

Lineární zrychlení (zpoždění)

$$a = \frac{v_r \cdot 60^{-1}}{t_p} = \frac{10 \cdot 60^{-1}}{0,2} = 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (67)$$

kde  $a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] lineární zrychlení.

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{0,83 \cdot 2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} = 1\,047,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (68)$$

kde  $\varepsilon_s$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení kuličkového šroubu.

Úhlové zrychlení motoru

$$\varepsilon_s = \varepsilon_m = 1\,047,2 = 1\,047,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (69)$$

kde  $\varepsilon_m$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení motoru.

### Dynamické hledisko

Následující výpočet bude proveden při uvažování hodnot parametrů, které vycházejí z předběžné volby synchronního servomotoru od společnosti TG drives s kódovým označením TGT3-0065.

Moment od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_{GT} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{39 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \quad (70)$$

$$M_{GT} = 0,0015 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $M_{GT}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je moment od třecích sil přesouvaných hmot a  $\alpha$  [ $^\circ$ ] úhel sklonu.

Síla předeprnutí kuličkového šroubu

$$F_p = 0,35 \cdot F_{ks} = 0,35 \cdot 185,16 = 64,81 \text{ N} \quad (71)$$

kde  $F_p$  [ $\text{N}$ ] je síla od předeprnutí kuličkového šroubu.

Ztrátový moment kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2$$

$$M_{KSM} = \frac{64,81 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{39 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0 \cdot 0,0135 \cdot 0,003}{2} \quad (72)$$

$$M_{KSM} = 0,008 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $M_{KSM}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je ztrátový moment kuličkového šroubu.

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,0015 + 0,008 = 0,01 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (73)$$

kde  $M_{zdrhm}$  [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] je celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru.

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot

$$J_m = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left( \frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 39 \cdot \left( \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 2,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (74)$$

kde  $J_m$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] je redukováný moment setrvačnosti posuvných hmot.

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídeli motoru

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{kš} + J_m + J_s$$

$$J_{rhm} = 5 \cdot 10^{-5} + 2,4 \cdot 10^{-5} + 2,47 \cdot 10^{-5} + 7,87 \cdot 10^{-6} \quad (75)$$

$$J_{rhm} = 1,07 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde  $J_{rhm} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  je celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídeli motoru,  $J_{mot} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  moment setrvačnosti motoru (určeno dle [40]) a  $J_s [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  moment setrvačnosti hřídelové spojky (určeno z modelu).

Potřebný moment motoru z dynamického hlediska

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 1\,047,2 + 0,01 = 0,12 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (76)$$

kde  $M_{md} [\text{N} \cdot \text{m}]$  je potřebný moment motoru z dynamického hlediska.

Kontrola dynamických poměrů

Moment setrvačnosti redukovaný na hřídeli motoru  $J_{rhm}$  by měl pro kvalitní dynamické poměry dosahovat hodnoty nejméně  $1,5 \cdot J_{mot}$ , kdy maximální hodnotou by mělo být  $3 \cdot J_{mot}$ .

$$\frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{1,07 \cdot 10^{-4}}{5 \cdot 10^{-5}} = 2,13 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (77)$$

## Volba pohonu

Pro pohon osy Y bude použit předběžně zvolený servomotor TGT3-0065, který byl také zvolen pro pohon osy Z a jehož parametry jsou uvedeny v tab. 29. Jak je patrné z vypočítaných výsledků, tak tento motor má o něco vyšší jmenovitý moment, než je potřeba. Toto je zapříčiněno malým momentem setrvačnosti menších motorů, které by nedosahovaly správných hodnot dynamických poměrů, ke kterým bylo na základě literatury [2] přihlédnuto. Po ekonomické stránce se nepředpokládá nijak výrazný cenový rozdíl. Celkové zdůvodnění a následné cenové porovnání menšího a většího pohonu bylo provedeno v kapitole 7.3.2.

Zvolený motor je vybaven zpětnou vazbou v podobě resolveru, avšak na rozdíl od pohonu osy Z se bude jednat o variantu bez brzdy. Doplnovat jej opět bude stejný digitální servozesilovač TGA-24-9/20 od stejné společnosti.

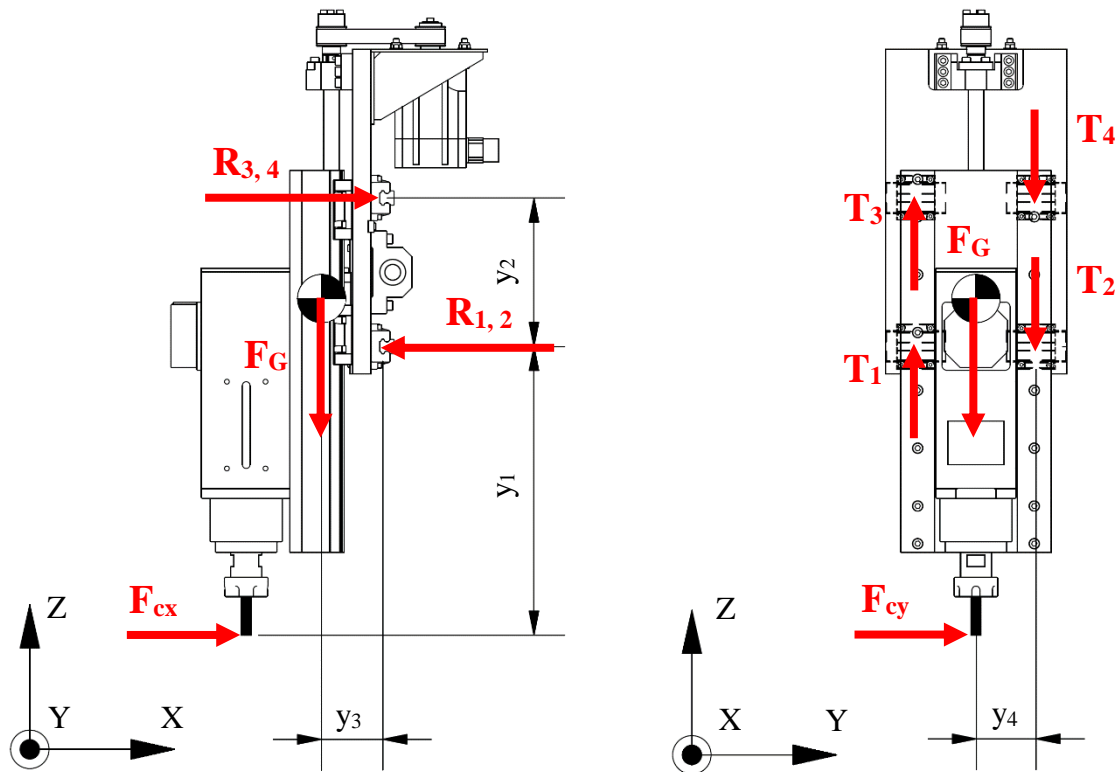
### 7.4.3 Lineární vedení osy Y

Pro posuvovou lineární soustavu v této ose bylo opět vybráno nejmenší lineární vedení s profilovou kolejnicí o velikosti 15 mm z nabídky společnosti Hiwin, které umožňuje pohyb pomocí valivých elementů v podobě kuliček. Konkrétně se jedná o soustavu dvou kolejnic s označením HGR15R H, jež budou připevněny na příčník stroje a čtyř přírubových vozíků HGW15CC ve čtyřřadém kuličkovém provedení. Instalace vozíků s kolejnicemi bude provedena dle doporučení výrobce, kde budou využity referenční hrany.

#### Kontrolní výpočet

Výpočet vedení bude proveden stejným způsobem, jako v případě kontrolního výpočtu lineárního vedení v ose Z, a to dle informací uvedených v katalogu výrobce [45]. Zároveň se bude vycházet ze schematického znázornění (obr. 29), kde jednotlivé vzdálenosti potřebné

k výpočtu  $y_{1,2,3,4}$  [m] byly určeny z návrhu stroje v poloze největšího možného vysunutí vřetena, u kterého se předpokládá největší zatížení vozíků.



Obr. 29 Znárodnění zatěžujících sil v ose Y

Radiální zatížení vozíků

$$R_3 = R_4 = \frac{F_G \cdot y_3 + F_{cx} \cdot y_1}{2 \cdot y_2} \quad (78)$$

$$R_3 = R_4 = \frac{39 \cdot 9,81 \cdot 0,064 + 185,16 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,154} = 259,85 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F_{cx}}{2} + \frac{F_G \cdot y_3 + F_{cx} \cdot y_1}{2 \cdot y_2} \quad (79)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{185,16}{2} + \frac{39 \cdot 9,81 \cdot 0,064 + 185,16 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,154} = 352,43 \text{ N}$$

Tečné zatížení vozíků

$$T_2 = T_4 = \frac{F_{cy} \cdot y_1 - F_G \cdot y_3}{2 \cdot (y_4 + y_4)} = \frac{185,16 \cdot 0,3 - 39 \cdot 9,81 \cdot 0,063}{2 \cdot (0,063 + 0,063)} \quad (80)$$

$$T_2 = T_4 = 124,78 \text{ N}$$

$$T_1 = T_3 = \frac{F_G}{2} + \frac{F_{cy} \cdot y_1 - F_G \cdot y_3}{2 \cdot (y_4 + y_4)} \quad (81)$$

$$T_1 = T_3 = \frac{39 \cdot 9,81}{2} + \frac{185,16 \cdot 0,3 - 39 \cdot 9,81 \cdot 0,063}{2 \cdot (0,063 + 0,063)} = 316,1 \text{ N}$$

Statické ekvivalentní zatížení

$$P_e = R_1 + T_1 = 352,43 + 316,1 = 668,53 \text{ N} \quad (82)$$

kde  $P_e$  [N] je statické ekvivalentní zatížení a  $R_1, T_1$  [N] jsou reakce v nejméně zatíženém vozíku.

Statický bezpečnostní faktor

$$f = \frac{C_{v0}}{P_e} = \frac{16\,970}{668,53} = 25,38 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (83)$$

kde  $f$  [-] je statický bezpečnostní faktor zatížení (tabelovaná hodnota z katalogu výrobce, která by pro normální zatížení měla dosahovat minimální hodnoty 3) a  $C_{v0}$  [N] je statická únosnost.

Trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v délkové jednotce

$$L_v = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{vdyn}}{f_w \cdot P_e} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 11\,380}{1,2 \cdot 668,53} \right)^3 \cdot 50\,000 = 1,43 \cdot 10^8 \text{ m} \quad (84)$$

kde  $L_v$  [m] je trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v délkové jednotce,  $f_H$  [-] faktor tvrdosti (tabelovaná hodnota 1 pro oběžné dráhy lineárního vedení standardní tvrdosti),  $f_T$  [-] faktor teploty (tabelovaná hodnota 1 za předpokladu, že stroj nebude vystavován nepřiměřené teplotě prostředí),  $C_{vdyn}$  [N] je dynamická únosnost a  $f_w$  [-] je faktor zatížení (tabelovaná hodnota ve výši 1,2 pro vybraný typ zatížení s pojezdovou rychlostí menší než  $15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

Trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v časové jednotce

$$L_{vh} = L_v \cdot \frac{100\,000}{v_f \cdot 60} = 1,43 \cdot 10^8 \cdot \frac{100\,000}{2\,234,54 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 1,06 \cdot 10^{11} \text{ h} \quad (85)$$

kde  $L_h$  [h] je trvanlivost nejméně zatíženého vozíku v časové jednotce a  $v_f$  [mm] je rychlost posuvu pro hrubovací operace při obrábění slitin hliníku (vzorec 2, kap. 7.1.1), z jejichž zatěžujících sil byla určena hodnota ekvivalentního zatížení, která vstupuje do tohoto výpočtu.

Stejně jako v případě osy Z se pomocí kontrolního výpočtu dospělo k vysokým hodnotám trvanlivosti vedení. Použití této velikosti vedení v ose Y vychází ze stejných důvodů, které jsou uvedeny na konci kontrolního výpočtu vedení v ose Z (kap. 7.3.3).

## 7.5 Návrh posuvové lineární soustavy v ose X

Následující návrh posuvové lineární soustavy v ose X bude vycházet z informací získaných při návrhu osy Z a Y.

### 7.5.1 Posuvový mechanismus osy X

Posuvový mechanismus osy X bude realizován stejným typem a velikostí okružovaného kuličkového šroubu, jako v případě osy Z a Y. Konce kuličkového šroubu budou opracovány výrobcem tak, aby nedošlo ke ztrátě záruky. Šroub bude na straně u pohonu uložen do ložiskového domečku, který obsahuje dvojici ložisek s kosoúhlým stykem a na protější straně do ložiskového domečku s radiálním ložiskem. Součástí tohoto posuvového mechanismu bude také dvojitá předepnutá matice DDB1605-R-3EF, jež bude spojena pomocí příruby s domečkem.

## Kontrolní výpočet

Kontrolní výpočet bude proveden dle informací uvedených v katalogu kuličkových šroubů výrobce Hiwin [36] a za podpory literatury [2]. Jelikož jsou vstupní parametry pro výpočet posuvového mechanismu shodné s osou Z a Y, budou použity stejné hodnoty uvedené v tab. 26 (kap. 7.3.1).

### Kontrola maximálních otáček

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu

$$n_r = \frac{v_r \cdot 10^3}{P} = \frac{10 \cdot 10^3}{5} = 2\,000 \text{ min}^{-1} \quad (86)$$

kde  $n_r [\text{min}^{-1}]$  jsou otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu a  $v_r [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$  je stanovená hodnota rychloposuvu z kap. 5 (tab. 18).

Velikost kritických otáček

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{13,5}{645^2} \cdot 10^8 = 6\,100,59 \text{ min}^{-1} \quad (87)$$

kde  $n_k [\text{min}^{-1}]$  je velikost kritických otáček kuličkového šroubu vzbuzující vlastní kmitočet šroubu,  $l_d [\text{mm}]$  je vzdálenost kuličkového šroubu mezi ložisky (určeno z návrhu frézky) a  $k_d [-]$  koeficient uložení kuličkového šroubu (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce).

Maximální přípustné otáčky

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 6\,100,59 \cdot 0,8 = 4\,880,48 \text{ min}^{-1} \quad (88)$$

kde  $n_{max} [\text{min}^{-1}]$  jsou maximální přípustné otáčky.

$$n_r < n_{max} \Rightarrow 2\,000 < 4\,880,48 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (89)$$

### Kontrola vzpěrné tuhosti ze statického hlediska

Statická axiální síla působící na šroub

$$F_{ks} = F_{cf} = 185,16 \text{ N} \quad (90)$$

kde  $F_{ks} [\text{N}]$  je statická axiální síla působící na šroub.

Maximální teoretická dovolená axiální síla

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{13,5^4}{518^2} \cdot 10^5 = 25\,376,37 \text{ N} \quad (91)$$

kde  $F_k [\text{N}]$  je maximální teoretická dovolená axiální síla,  $k_k [-]$  koeficient závislosti na uložení (hodnota pro daný typ uložení kuličkového šroubu zvolena z katalogu výrobce) a  $l_k [-]$  je nepodepřená délka kuličkového šroubu (určeno z návrhu frézky).

Maximální dovolená provozní axiální síla

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 25\,376,37 = 12\,688,18 \text{ N} \quad (92)$$

kde  $F_{kmax} [\text{N}]$  je maximální dovolená provozní axiální síla.

$$F_{ks} < F_{kmax} \Rightarrow 185,16 < 12\,688,18 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (93)$$



Tab. 32 Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose X [2]

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Účinnost valivého vedení	$\eta_V$	0,98	[-]
Účinnost kuličkového šroubu a matice	$\eta_S$	0,92	[-]
Účinnost uložení kuličkového šroubu	$\eta_L$	0,92	[-]
Součinitel tření ve vodících plochách	$f_1$	0,005	[-]
Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu redukovaný na poloměr šroubu	$f_2$	0,003	[-]

### Statické hledisko

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_V \cdot \eta_S \cdot \eta_L = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,92 = 0,83 \quad (100)$$

kde  $\eta_c$  [-] je celková účinnost.

Potřebný moment motoru ze statického hlediska

$$M_{ms} = \frac{F_{ks} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{185,16 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,83} = 0,18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (101)$$

kde  $M_{ms}$  [N · m] je potřebný moment motoru ze statického hlediska.

### Kinematické hledisko

Lineární zrychlení (zpoždění)

$$a = \frac{v_r \cdot 60^{-1}}{t_p} = \frac{10 \cdot 60^{-1}}{0,2} = 0,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (102)$$

kde  $a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] lineární zrychlení.

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{0,83 \cdot 2 \cdot \pi}{5 \cdot 10^{-3}} = 1\,047,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (103)$$

kde  $\varepsilon_s$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení kuličkového šroubu.

Úhlové zrychlení motoru

$$\varepsilon_s = \varepsilon_m = 1\,047,2 = 1\,047,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (104)$$

kde  $\varepsilon_m$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je úhlové zrychlení motoru.

### Dynamické hledisko

Následující výpočet bude proveden při uvažování hodnot parametrů, které vycházejí z předběžné volby servomotoru od společnosti TG drives s kódovým označením TGT3-0065.

Moment od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_{GT} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{90 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \quad (105)$$

$$M_{GT} = 0,0035 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $M_{GT}$  [N · m] je moment od třecích sil přesouvaných hmot a  $\alpha$  [°] úhel sklonu.

Síla předepnutí kuličkového šroubu

$$F_P = 0,35 \cdot F_{KS} = 0,35 \cdot 185,16 = 64,81 \text{ N} \quad (106)$$

kde  $F_P$  [N] je síla od předepnutí kuličkového šroubu.

Ztrátový moment kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2$$

$$M_{KSM} = \frac{64,81 \cdot 5}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{90 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot \cos 0 \cdot 0,0135 \cdot 0,003}{2 \cdot 1000} \quad (107)$$

$$M_{KSM} = 0,008 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde  $M_{KSM}$  [N · m] je ztrátový moment kuličkového šroubu.

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,0035 + 0,008 = 0,012 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (108)$$

kde  $M_{zdrhm}$  [N · m] je celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru.

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot

$$J_m = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 90 \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (109)$$

kde  $J_m$  [kg · m<sup>2</sup>] je redukováný moment setrvačnosti posuvných hmot.

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{kš} + J_m + J_s$$

$$J_{rhm} = 5 \cdot 10^{-5} + 2,44 \cdot 10^{-5} + 5,7 \cdot 10^{-5} + 7,87 \cdot 10^{-6} \quad (110)$$

$$J_{rhm} = 1,39 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde  $J_{rhm}$  [kg · m<sup>2</sup>] je celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru,  $J_{mot}$  [kg · m<sup>2</sup>] moment setrvačnosti motoru (určeno dle [40]) a  $J_s$  [kg · m<sup>2</sup>] moment setrvačnosti hřídelové spojky (určeno z modelu).

Potřebný moment motoru z dynamického hlediska

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 1,39 \cdot 10^{-4} \cdot 1047,2 + 0,012 = 0,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (111)$$

kde  $M_{md}$  [N · m] je potřebný moment motoru z dynamického hlediska.

Kontrola dynamických poměrů

Moment setrvačnosti redukováný na hřídeli motoru  $J_{rhm}$  by měl pro kvalitní dynamické poměry dosahovat hodnoty nejméně  $1,5 \cdot J_{mot}$ , kdy maximální hodnotou by mělo být  $3 \cdot J_{mot}$ .

$$\frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{1,39 \cdot 10^{-4}}{5 \cdot 10^{-5}} = 2,79 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (112)$$

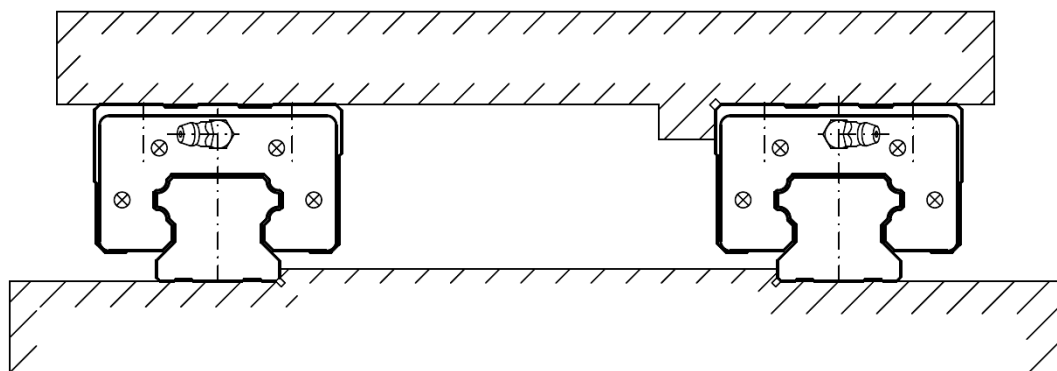
## Volba pohonu

Pro pohon osy X bude použit předběžně zvolený servomotor TGT3-0065, který byl také zvolen pro pohon osy Z a Y. Zdůvodnění tohoto výběru je uvedeno v kap. 7.3.2.

Motor bude vybaven zpětnou vazbou v podobě resolveru a doplňovat jej bude digitální servozesilovač TGA-24-9/20 od stejné společnosti.

### 7.5.3 Lineární vedení osy X

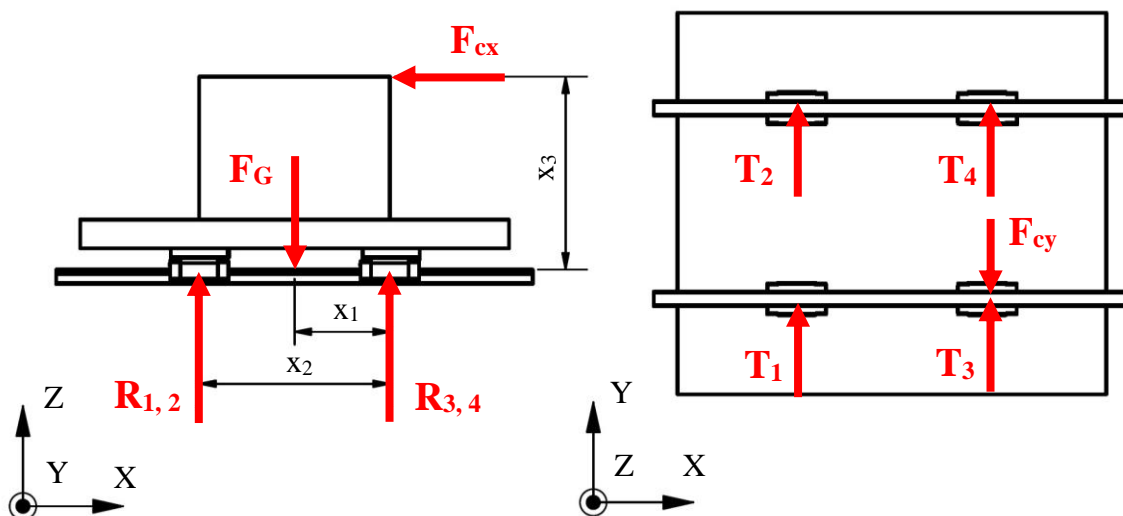
Pro posuvovou soustavu v ose X bylo stejně jako pro osu Y a Z vybráno nejmenší lineární vedení s profilovou kolejničí o velikosti 15 mm z nabídky společnosti Hiwin. Konkrétně se jedná o soustavu dvou kolejnic s označením HGR15R H, jež budou připevněny na základnu stroje a čtyři kompaktní vozíky HGH15CA ve čtyřřadém kuličkovém provedení. Instalace vozíků s kolejnicemi bude provedena dle doporučení výrobce (obr. 31), kde budou využity referenční hrany.



Obr. 31 Uložení lineárního vedení [45]

### Kontrolní výpočet

Výpočet lineárního vedení bude proveden stejným způsobem jako v případě kontrolního výpočtu v osách Y a Z dle informací uvedených v katalogu výrobce [45] pro zatížení od frézování. Zároveň se bude vycházet ze schematického znázornění (obr. 32). Jednotlivé vzdálenosti potřebné k výpočtu  $x_{1,2,3}$  [m] byly určeny z návrhu stroje při vzájemné poloze vřetena a stolu, kde se předpokládá, že dochází k největšímu zatížení.



Obr. 32 Znázornění zatěžujících sil v ose X

Radiální zatížení vozíků

$$R_3 = R_4 = \frac{F_G \cdot x_1 - F_{cx} \cdot x_3}{2 \cdot x_2} \quad (113)$$

$$R_3 = R_4 = \frac{90 \cdot 9,81 \cdot 0,1 - 185,16 \cdot 0,213}{2 \cdot 0,2} = 122,13 \text{ N}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F_G}{2} - \frac{F_G \cdot x_1 - F_{cx} \cdot x_3}{2 \cdot x_2} \quad (114)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{90 \cdot 9,81}{2} - \frac{90 \cdot 9,81 \cdot 0,1 - 185,16 \cdot 0,213}{2 \cdot 0,2} = 319,32 \text{ N}$$

Tečné zatížení nejvíce namáhaných vozíků

$$T_3 = \frac{F_{cy}}{2} = \frac{185,16}{2} = 92,58 \text{ N} \quad (115)$$

Statické ekvivalentní zatížení

$$P_e = R_1 = 319,32 \text{ N} \quad (116)$$

kde  $P_e$  [N] je statické ekvivalentní zatížení a  $R_1$  [N] je radiální reakce v nejvíce zatíženém vozíku.

Statický bezpečnostní faktor

$$f = \frac{C_{v0}}{P_e} = \frac{16\,970}{319,32} = 53,14 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

kde  $f$  [–] je statický bezpečnostní faktor zatížení (tabelovaná hodnota z katalogu výrobce, která by pro normální zatížení měla dosahovat minimální hodnoty 3) a  $C_0$  [N] je statická únosnost.

Trvanlivost nejvíce zatíženého vozíku v délkové jednotce

$$L_v = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{vdyn}}{f_w \cdot P_e} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 11\,380}{1,2 \cdot 319,32} \right)^3 \cdot 50\,000 = 1,31 \cdot 10^9 \quad (118)$$

kde  $L_v$  [m] je trvanlivost nejvíce zatíženého vozíku v délkové jednotce,  $f_H$  [–] faktor tvrdosti (tabelovaná hodnota 1 pro oběžné dráhy lineárního vedení standardní tvrdosti),  $f_T$  [–] faktor teploty (tabelovaná hodnota 1 za předpokladu, že stroj nebude vystavován nepřiměřené teplotě prostředí),  $C_{vdyn}$  [N] je dynamická únosnost a  $f_w$  [–] je faktor zatížení (tabelovaná hodnota ve výši 1,2 pro vybraný typ zatížení s pojezdovou rychlostí menší než  $15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ).

Trvanlivost nejvíce zatíženého vozíku v časové jednotce

$$L_{vh} = L_v \cdot \frac{100\,000}{v_f \cdot 60} = 2,38 \cdot 10^8 \cdot \frac{100\,000}{2\,234,54 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 9,77 \cdot 10^{11} \text{ h} \quad (119)$$

kde  $L_h$  [h] je trvanlivost nejvíce zatíženého vozíku v časové jednotce a  $v_f$  [mm] je rychlost posuvu pro hrubovací operace při obrábění slitin hliníku (vzorec 2, kap. 7.1.1), z jejichž zatěžujících sil byla určena hodnota ekvivalentního zatížení, která vstupuje do tohoto výpočtu.

Stejně jako v případě osy Z a Y se pomocí kontrolního výpočtu dospělo k vysokým hodnotám trvanlivost vedení. Použití této velikosti vedení vychází ze stejných důvodů, které jsou uvedeny na konci kontrolního výpočtu vedení v ose Z (kap. 7.3.3).

## 7.6 Základní stavební uzly CNC frézky

Při návrhu nosné soustavy je potřeba respektovat řadu základních a všeobecně platných hledisek. Mezi ně lze například zařadit použití kvalitního materiálu, dobrou statickou tuhost, vyhovující odvod třísek, jednoduchost a efektivitu výroby, malou hmotnost, snadnou manipulovatelnost a dobré uložení. [2]

Důležitým hlediskem před samotným návrhem byla vhodná volba materiálu, který bude použit v konstrukci stroje. Do úvahy připadalo použití hliníkových polotovarů, ocelových polotovarů a nekonvenčních materiálů v podobě polymerbetonu. Za polymerbetony se v této oblasti obecně považují kompozity, jejichž matrice je většinou tvořena epoxidovou pryskyřicí. Litina nebyla uvažována z důvodu všeobecně platného tvrzení, že u strojů vyráběných jednotlivě nebo v malých sériích jsou náklady na odlití větší, než u svařovaných či šroubovaných konstrukcí zhotovených z běžně dostupných polotovarů.

Z uvažovaných materiálů pro stavbu stroje bylo dále rozhodnuto, že hliníkové polotovary nebudou příliš vhodné pro daný účel, protože dle zadání má frézka obrábět i lehké slitiny a jejich použitím by nebylo docíleno vyhovující tuhosti stroje. Vhodnějším materiálem pro daný účel by bylo užití polymerbetonu. Jeho velkou výhodou je možné spatřit v jeho mechanických a tepelných vlastnostech, variabilitě návrhu a poměrně snadné realizaci, která může být provedena v domácích podmínkách. Nevýhodou ovšem je větší hmotnost a náročnost přípravy správné směsi. Pokud nebudeme uvažovat specializované firmy, tak si mnoho autorů před samotnou stavbou stroje provádí několik zkušebních vzorků a následně zjišťují jejich vlastnosti. Povedený příklad tohoto způsobu řešení lze spatřit na stránkách [46], kde se sice autor zabývá stavbou rámu CNC měřicího stroje, ale tento příklad velmi vhodně vystihuje danou problematiku v oblasti malých obráběcích strojů.

Na základě výše uvedených informací bylo rozhodnuto ve stavbě frézky použít svařence z ocelových polotovarů, které budou po svaření žíhány a následně obrobeny. Toto rozhodnutí plynulo z možnosti užití polotovarů, které lze pořídit u prodejce [47] v podobě děleného materiálu bez nutnosti pořizovat např. celou tabuli plechu či celou délku uzavřených profilů, ale pouze zarovnané přířezy. Při objednávce by byl poslán \*.dxf soubor s definovanou geometrií dílů pro následné pálení CNC plazmou či CNC autogenem.

Obrábění rozměrnějších dílů (základna frézky, příčnick se stojany a stůl) by bylo na základě cenových poptávek realizováno formou objednávky u některé společnosti, která se zabývá tímto druhem činnosti.

Další prvky nacházející se v konstrukci jsou krycí měchy kuličkových šroubů (v osách X a Y) a kryty rotačních částí (pružné spojky, řemen a řemenice). Užití krycích měchů kuličkových šroubů pramenilo z důvodu ochrany těchto poměrně nákladných komponent. Tyto měchy budou připevněny lepeným spojem na gumové zářázky. Kryty rotačních částí byly aplikovány z důvodu bezpečnosti. Pro lineární vedení nebyla použita žádná ochrana, protože vozíky jsou vybaveny koncovým těsněním a stěračem, což se pro danou oblast použití jeví jako dostatečné.

### 7.6.1 Základna frézky

Základna frézky (obr. 33) je uzavřeným svařencem, který tvoří dva druhy uzavřených silnostěnných profilů. Po obvodu základny se nachází čtvercové profily a vnitřní část základny je tvořena obdélníkovými profily. Na tyto profily budou přivařeny výpalky plechů, které budou sloužit pro uchycení strojních noh (ve spodní části), domečků ložisek, kolejnič lineárního vedení a patek stojanů.

Základna bude poté žíhána z důvodu snížení pnutí a následně obrobena. Obrábět se budou referenční hrany pro uložení lineárního vedení, navařené plechy pro uchycení patek stojanů, domečků ložisek a strojních noh. Dále také všechny potřebné díry pro uchycení jednotlivých komponent.



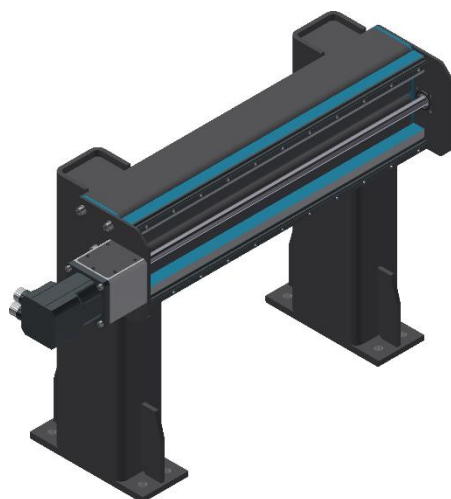
*Obr. 33 Základna frézky*

### **7.6.2 Příčnick a stojany**

Příčnick a stojany navrhovaného stroje (obr. 34) jsou řešeny podobným způsobem jako základna frézky. Jedná se o svařenec, kde jsou opět použity silnostěnné uzavřené profily. Stojany stroje obsahují výřez, do kterého bude umístěn příčnick. V jejich spodní části se nachází patky a vyztužení v podobě žeber. Horní část je zaslepena z důvodu zamezení vnikání nečistot. Tyto stojany budou pomocí patek a šroubového spoje připevněny k základně.

Příčnick tvoří dva uzavřené čtvercové profily, které by měly zajistit dostatečně velkou tuhost. Boky příčnicku jsou svarově zaslepeny dvojicí plechů a budou sloužit pro upevnění bočních držáků. Držáky budou sloužit pro připevnění přírubových ložisek kuličkového šroubu a připevnění motoru. Pro uchycení kolejnic lineárního vedení jsou použity ocelové tyče čtvercového průřezu.

Tato sestava bude také žíhána z důvodu snížení pnutí a následně obrobena. Podobně jako u základny frézky, budou obrobena plochy pro referenční hrany lineárního vedení a patky. Dále boky příčnicku pro uchycení držáků a všechny potřebné díry.



*Obr. 34 Stojany a příčnick frézky*

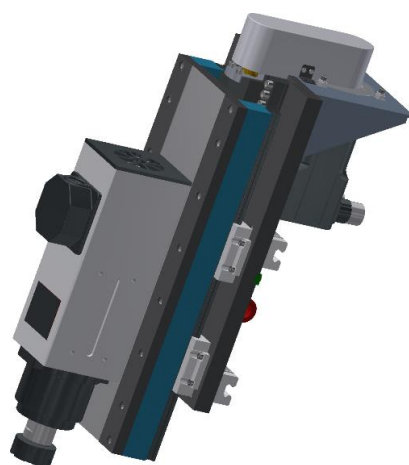
### 7.6.3 Vřeteník a saně

Na rozdíl od předchozích dvou podsestav frézky nejsou vřeteník a saně (obr. 35) svařence, ale jejich řešení spočívá ve využití šroubových spojů.

Základní částí vřeteníku je silnostěnná ocelová deska, na kterou je připevněno vřetení, domeček přírubové matice kuličkového šroubu a ocelové tyče čtvercového průřezu s referenčními hranami pro uchycení kolejnic lineárního vedení. Tyto ocelové tyče zvýší tuhost vřeteníku tak, aby se nemusely použít výztuhy na přední straně, kde se nachází vřetení. Výhodou tohoto řešení je lepší ochlazování vřetení, protože prostor kolem něj je volný.

Saně jsou také ocelovou deskou, na kterou jsou přišroubovány ostatní komponenty v podobě naproti sobě umístěných vozíků lineárního vedení, domečku matice kuličkového šroubu, držáku motoru a domečku ložiska kuličkového šroubu.

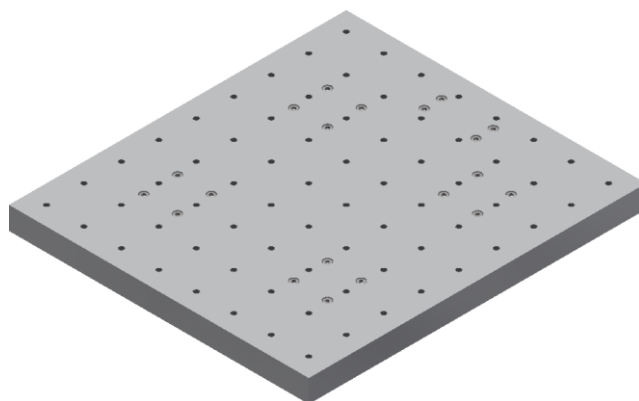
V obou případech bude na jednotlivých dílech provedeno obrobení všech funkčních ploch a děr, jejichž výčet je téměř shodný s dříve představenými podsestavami.



*Obr. 35 Vřeteník a saně frézky*

### 7.6.4 Stůl

Pracovní stůl frézky (obr. 36) je ocelovou deskou o tloušťce 30 mm. Tento stůl je pro upínání obrobků opatřen závitovými otvory M8 v rastru 50 × 50 mm. Další možností, která vstupovala do úvahy, bylo použití T-drážek. Ty se ovšem nejevily jako vhodné řešení, protože by vznikl požadavek na větší tloušťku stolu při zachování stejné tuhosti. Větší tloušťka by také znamenala zvýšenou zátěž pro pohon lineární posuvové soustavy, což by se projevilo omezením maximální přípustné hmotnosti polotovaru. Na druhou stranu je však potřeba zmínit, že řešení v podobě užití závitových otvorů jistým způsobem sníží variabilitu upínání.



*Obr. 36 Pracovní stůl*

## 7.7 Řídicí systém a elektronika

Úkolem CNC řídicího systému je řízení relativního pohybu mezi nástrojem a obrobkem, kdy instrukce o dráze a rychlosti jsou určeny v programu, který obsahuje informace ve formě alfanumerických znaků. [2]

Při volbě CNC řídicího systému obráběcího stroje by se mělo obecně myslet na spolehlivost, komfort ovládání, rychlost a kvalitu obrábění, minimalizaci dodatečných nákladů při rozšíření jeho schopností, podporu, dostupnost a cenu. [48]

Jelikož je i tato oblast značně odlišná od profesionálních obráběcích strojů, u kterých se například můžeme velmi často setkat s řídicími systémy od společností Fanuc, Heidenhain či Siemens, tak se pro určenou aplikaci uvažovaly vhodnější a často používané řídicí systémy. Do této skupiny se dá především zařadit řídicí systém LinuxCNC, Arnote a Mach3. Kromě těchto tří uvedených řídicích systémů lze v oblasti modelářských frézek nalézt také jiné. Příkladem může být ve velmi ojedinělých případech Sinumerik 808D pro náročnější uživatele, jehož cena je okolo 50 000 Kč za kompletní programové i hardwarové vybavení.

### Zvolený řídicí systém stroje

Pro frézku byl vybrán uživatelsky přívětivý řídicí systém Mach3 (obr. 37) od společnosti ArtSoft, který pracuje s G-kódem a podporuje 6osé řízení. Ten byl upřednostněn před další možnou variantou v podobě zdarma dostupného řídicího systému LinuxCNC. Hlavním důvodem byla možnost spuštění programu v operačním systému Windows a uživatelského komfortu v podobě téměř okamžitého použití bez složitého nastavování. [49]



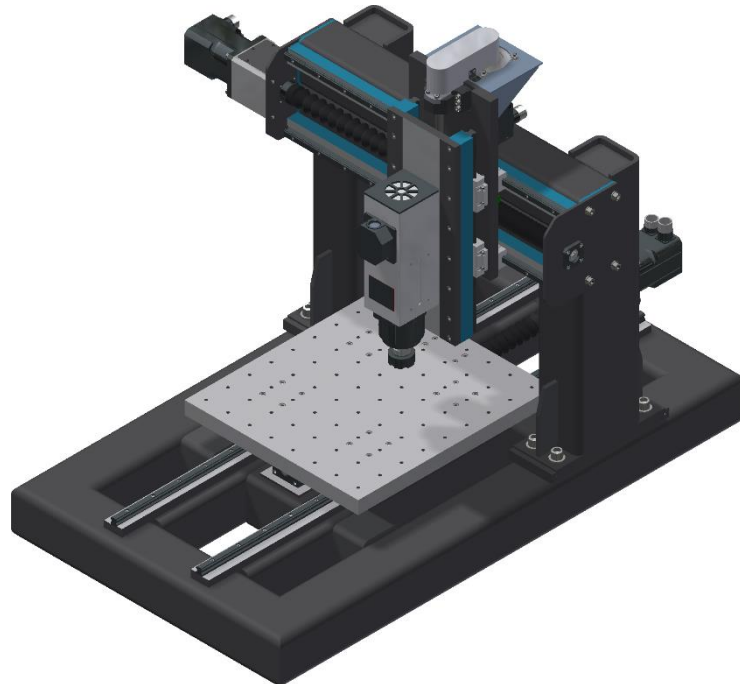
Obr. 37 Pracovní prostředí řídicího systému Mach3 [50]

Řídicí systém Mach3 budou doplňovat komponenty v podobě ETHERNET HW interpolátoru SmoothStepper s paralelními porty a oddělovací desky CNC IO Board pro jednoduché připojení vstupů a výstupů.

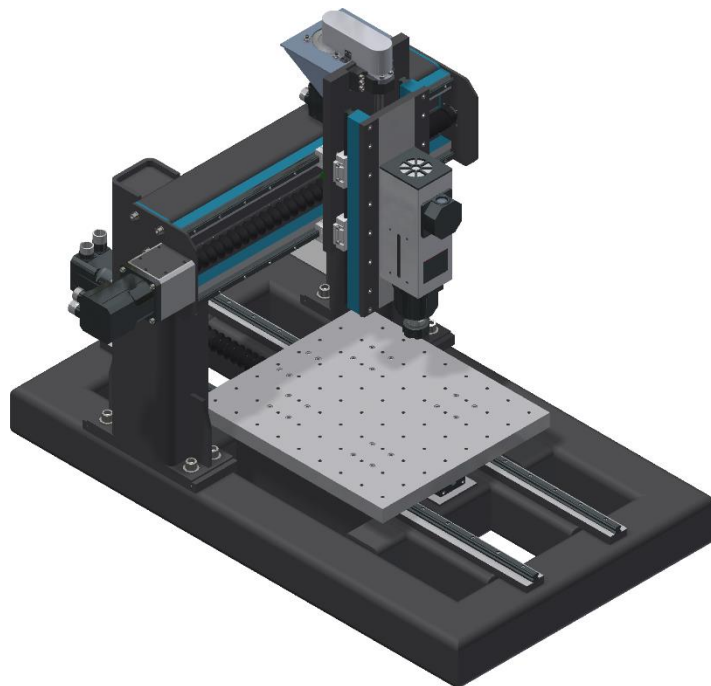
Při výběru výše uvedených výrobků se zohledňovalo, zda splňují požadované množství vstupů a výstupů v podobě tří pracovních os, možností rozšířit stroj o čtvrtou pracovní osu, senzoru pro měření délky nástroje, referenčních snímačů, koncových snímačů, bezpečnostního tlačítka a ručního ovladače. Dále zda je přítomná možnost řízení pomocí signálů STEP/DIR pro kompatibilní komunikaci s dříve vybranými servozesilovači.

## 8 VIZUALIZACE A SHRNUTÍ PARAMETRŮ NAVRŽENÉ CNC FRÉZKY

Tvorba 3D modelu (obr. 38, obr. 39) byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2018, kde několik dílů použitých v konstrukci stroje bylo získáno od výrobců či prodejců, kteří je nabízí volně ke stažení.



*Obr. 38 Navržená CNC portálová frézka s posuvným stolem (izometrický pohled zprava)*



*Obr. 39 Navržená CNC portálová frézka s posuvným stolem (izometrický pohled zleva)*

Shrnutí výsledných parametrů navržené CNC portálové frézky s posuvným stolem je uvedeno v následující tabulce 33.

Tab. 33 Shrnutí parametrů navržené CNC frézky

Parametr		Hodnota	Jednotka
Řídicí systém		Mach3	[–]
Rozsah pojezdu	Osa X	450	[mm]
	Osa Y	380	[mm]
	Osa Z	180	[mm]
Rychloposuv	Osa X	10	[m · min <sup>-1</sup> ]
	Osa Y	10	[m · min <sup>-1</sup> ]
	Osa Z	8	[m · min <sup>-1</sup> ]
Rozměry pracovního stolu	Osa X	450	[mm]
	Osa Y	400	[mm]
Upínací rozhraní stolu		M8 v rastru 50 × 50 mm	[–]
Materiál polotovaru		dřevo, plast, lehké slitiny	[–]
Maximální hmotnost polotovaru		45	[kg]
Výkon vřetena		2 000	[W]
Rozsah otáček vřetena		6000 – 24 000	[min <sup>-1</sup> ]
Krutící moment vřetena		1,06	[N · m]
Upínací rozhraní vřetena		ER25	[–]
Minimální / maximální vzdálenost vřetena od stolu		40 / 220	[mm]
Rozměry stroje (Š × V × H)		865 × 925 × 1 200	[mm]
Hmotnost stroje		290	[kg]
Elektrické připojení		230	[V]

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provést důkladnou analýzu problematiky v oblasti malých CNC frézek, navrhnout několik variant řešení s jejich technicko-ekonomickým zhodnocením a vytvořit konstrukční návrh vybrané varianty formou 3D modelu, který by měl být doplněn o výpočtovou zprávu a výkresovou dokumentaci vybraných uzlů.

V této práci bylo nejdříve provedeno stručné pojednání o obráběcí operaci zvané frézování a představení základních koncepcí CNC frézovacích strojů. Pro důkladnou analýzu problematiky byla následně provedena rešerše několika vytipovaných CNC frézek, kde bylo představeno devět strojů a u nich uvedeny jejich základní parametry, proveden popis jejich konstrukčního řešení, vlastností a případné zhodnocení. Jelikož u těchto frézek nebyly uvedeny dostatečné informace o použitých vřetenech, byla rešeršní část této práce ještě doplněna o představení několika produktových řad těchto komponent, které se aktuálně nachází v nabídkách různých výrobců a mohly by najít uplatnění v nadcházejícím návrhu frézky.

Před samotným konstrukčním návrhem byly na základě informací získaných v rešeršní části práce zvoleny základní parametry navrhovaného stroje a představeny tři možné varianty, u nichž byl proveden základní popis a zhodnocení po technické a ekonomické stránce. Tyto varianty byly následně hodnoceny pomocí multikriteriální analýzy, kde se zohlednilo deset zvolených kritérií. Výsledkem byla volba koncepce 3osé CNC portálové frézky s posuvným stolem.

Konstrukční návrh, který se dá považovat za nejdůležitější část této diplomové práce obsahuje výpočet zatížení od obrábění, čímž se získaly hodnoty pro následnou volbu vřetena a frekvenčního měniče. Dále byl proveden výpočet a výběr komponent posuvových lineárních soustav v osách X, Y a Z. Zde byly vybrány střídavé synchronní servomotory s permanentními magnety pro pohon okružovaných kuličkových šroubů s dvojitou předeprnutou maticí a profilové kolejničky s vozíky, které obsahují valivá tělesa v podobě kuliček. Paralelně s tímto návrhem probíhal návrh nosné konstrukce a dalších částí stroje, kde byla snaha použít, co největší množství cenově a snadno dostupných dílů. Pro nosnou konstrukci byly vybrány polotovary v podobě ocelových silnostěnných plechů a uzavřených silnostěnných profilů vždy tak, aby se dosáhlo malého množství druhů polotovarů, a to s ohledem na co nejmenší potřebu následného opracování. Poslední část konstrukčního návrhu se zabývala výběrem řídicího systému a elektroniky. Pro toto řízení byl vybrán řídicí systém Mach3.

Na základě předešlých kroků byl vytvořen 3D model CNC portálové frézky s posuvným stolem pro účely modelářské dílny, který doplňuje výkresová dokumentace vybraných uzlů.

S ohledem na zadání diplomové práce, kde nejsou stanoveny určité požadavky, by se tato práce dala rozšířit o tvorbu kompletní výkresové dokumentace, jež by byla potřebná pro výrobu stroje včetně schématu elektroinstalace. Dále také například o řešení bezpečnosti. Za velice vhodné by se ovšem dalo považovat důkladnější zjištění cen určitých dílů stroje, kde je v jistých případech předpoklad pro výrazné zlepšení stroje po technicko-ekonomické stránce.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOČMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [2] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 stran. ISBN 978-80-260-6780-1
- [3] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 stran. ISBN 978-80-254-7980-3
- [4] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: VUT, 1992, 216 stran. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0470-1
- [5] BORSKÝ Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991, 214 s. ISBN-80-214-0361-6
- [6] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 1. část* [online]. 2003 [cit. 2017-11-05]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabení/opory-save/TI\\_TO-1cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabení/opory-save/TI_TO-1cast.pdf)
- [7] CNC frézky SLV EDU. *cncstroj.cz* [online]. [cit. 2017-12-31]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz/cz/>
- [8] SLV EDU 3osá frézka. *cncstroj.cz* [online]. [cit. 2017-12-31]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz/cz/stroje/slv-edu/>
- [9] SLV EDU 5x 5osá frézka. *cncstroj.cz* [online]. [cit. 2017-12-31]. Dostupné z: <http://www.cncstroj.cz/cz/stroje/slv-edu-5x/>
- [10] CNC frézka iKX1 A. *cnc.bow.cz* [online]. [cit. 2018-01-01]. Dostupné z: <http://cnc.bow.cz/produkt/7515001-cnc-frezka-ikx1-a/>
- [11] Pocket NC V2. *pocketnc.com* [online]. [cit. 2018-01-01]. Dostupné z: <http://www.pocketnc.com/pocket-nc-v2/pocket-nc-v2>
- [12] Pocket NC Blog. *pocketnc.com* [online]. 2017 [cit. 2018-01-01]. Dostupné z: <http://www.pocketnc.com/blog/>
- [13] The Nomad 883 PRO. *carbide3d.com* [online]. 2017 [cit. 2018-01-06]. Dostupné z: <http://carbide3d.com/nomad/>
- [14] Nomad 883 PRO in Detail. *carbide3d.com* [online]. 2017 [cit. 2018-01-06]. Dostupné z: <http://carbide3d.com/nomad/detail/>
- [15] Nomad 883 PRO Specification. *carbide3d.com* [online]. 2017 [cit. 2018-01-06]. Dostupné z: <http://carbide3d.com/nomad/specs/>
- [16] BoXZY Carve – CNC Mill. *boxzy.com* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://boxzy.com/product/boxzy-carve-cnc-mill/>
- [17] BoXZY technical specification. *boxzy.com* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://boxzy.com/tech-specs/>
- [18] MonoFab SRM-20. *rolandga.com* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.rolandga.com/products/3d/srm-20-small-milling-machine>
- [19] Series ICP CNC Milling Machine (Step). *isel.com* [online]. 2018 [cit. 2018-01-14]. Dostupné z: <https://www.isel.com/en/series-icp-cnc-milling-machine.html#tabs>
- [20] Evo-One CNC Mill. *makerdreams.it* [online]. 2017 [cit. 2018-01-14]. Dostupné z: <http://www.makerdreams.it>

- [21] IMT Products. *imt.de* [online]. 2017 [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <http://www.imt.de/en/products/>
- [22] Vřetena Teknomotor. *cncshop.cz* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: [http://www.cncshop.cz/vretena-teknomotor\\_c](http://www.cncshop.cz/vretena-teknomotor_c)
- [23] Product catalogue. *teknomotor.com* [online]. [cit. 2018-02-25]. Dostupné z: <http://www.teknomotor.com/pdf/catalogo.pdf>
- [24] Application overview. *kress-fraesmotoren.com* [online]. [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <http://www.kress-fraesmotoren.com/en/kress-milling-motors-application-overview.html>
- [25] Product. *hsdusa.com* [online]. [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: [http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co\\_id=111](http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=111)
- [26] Woodworking Spindle. *haozhihs.net* [online]. [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <http://www.haozhihs.net/show.php?id=202>
- [27] ISO N Neželezné materiály. *sandvik.coromant.com* [online]. [cit. 2018-02-18]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/materials/workpiece\\_materials/iso\\_n\\_non\\_ferrous\\_materials/pages/default.aspx](https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/materials/workpiece_materials/iso_n_non_ferrous_materials/pages/default.aspx)
- [28] Solid Round Tools. *sandvik.coromant.com* [online]. 2016 [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/\\_layouts/15/tibp/downloadshandler.ashx?url=http://gen-sandvik.ecbook.se/eccatalogues/download/1054/?lt=False&filename=Solid\\_Round\\_Tools&lt=false](https://www.sandvik.coromant.com/_layouts/15/tibp/downloadshandler.ashx?url=http://gen-sandvik.ecbook.se/eccatalogues/download/1054/?lt=False&filename=Solid_Round_Tools&lt=false)
- [29] Výpočtové vztahy (frézování). *sandvik.coromant.com* [online]. [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/formulas\\_and\\_definitions/formulas/pages/default.aspx](https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/formulas_and_definitions/formulas/pages/default.aspx)
- [30] Výpočtové vztahy (vrtání). *sandvik.coromant.com* [online]. [cit. 2018-02-20]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/drilling/formulas\\_and\\_definitions/formulas/pages/default.aspx](https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/drilling/formulas_and_definitions/formulas/pages/default.aspx)
- [31] FAQ Teknomotor. *teknomotor.com* [online]. 2018 [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <http://www.teknomotor.com/eng/faq.php>
- [32] Teknomotor C41/47. *issuu.com* [online]. [cit. 2018-02-27]. Dostupné z: <https://issuu.com/teknomotors.r.l./docs/4147-db?viewMode=doublePage>
- [33] Electrospindle Teknomotor. *sorotec.de* [online]. [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <https://www.sorotec.de/shop/Spindles/hf-spindles-manual/teknomotor/electrospindle-teknomotor/>
- [34] Pohybové kluzné šrouby. *ksk-pm.cz* [online]. [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: [http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user\\_upload/Ostatni\\_pdf\\_soubory/kluzne\\_srouby\\_CZ.pdf](http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/kluzne_srouby_CZ.pdf)
- [35] Technologie zhotovení závitu. *ksk-pm.cz* [online]. [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/kulickove-srouby/technologie-zhotoveni/>
- [36] Kuličkové šrouby. *hiwin.cz* [online]. 2017 [cit. 2018-03-03]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/412027faa299ee3d165376cc39199ad2>
- [37] Výpočtová část. *ksk-pm.cz* [online]. [cit. 2018-03-04]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/kulickove-srouby/vypoctova-cast/>
- [38] Krokové motory. *pohonnatechnika.cz* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/krokovy-motor>
- [39] Synchronní servomotory. *lenze.com* [online]. [cit. 2018-03-06]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/cs-cz/vyrobky/motory/servomotory/synchronni-servomotory-mcs/>

- [40] Servomotory TGH, TGT. *tgdrives.cz* [online]. 2014 [cit. 2018–03–09]. Dostupné z: [http://www.tgdrives.cz/fileadmin/user\\_upload/download/TG\\_Drives\\_2014\\_Katalog\\_servomoto ry\\_TGH%2BTGT\\_CZ.pdf](http://www.tgdrives.cz/fileadmin/user_upload/download/TG_Drives_2014_Katalog_servomoto ry_TGH%2BTGT_CZ.pdf)
- [41] Delta Servo Motors. *damencnc.com* [online]. [cit. 2018–03–10]. Dostupné z: [https://www.damencnc.com/products/cnc-controllers/delta-servo-systems/delta-servo-motors/\\_404\\_w\\_120\\_\\_GB\\_1](https://www.damencnc.com/products/cnc-controllers/delta-servo-systems/delta-servo-motors/_404_w_120__GB_1)
- [42] Servozesilovač TGA. *tgdrives.cz* [online]. [cit. 2018–03–10]. Dostupné z: <http://www.tgdrives.cz/digitalni-servozesilovace/tga-24/>
- [43] ContiTech Suite. *tyma.cz* [online]. [cit. 2018–03–12]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/ke-stazeni/vypocet-prevodu-conti-suite/>
- [44] Lineární vedení. *linearni-vedeni.com* [online]. [cit. 2018–03–12]. Dostupné z: <http://www.linearni-vedeni.com/data/web/katalogy-linear/linear-01.pdf>
- [45] Linear Guideway. *hiwin.tw* [online]. 2017 [cit. 2018–03–13]. Dostupné z: [http://www.hiwin.tw/download/tech\\_doc/gw/Linear\\_Guideway-\(E\).pdf](http://www.hiwin.tw/download/tech_doc/gw/Linear_Guideway-(E).pdf)
- [46] Epoxy Granite Machine Frame. *www.adambender.info* [online]. 2017 [cit. 2018–04–16]. Dostupné z: <https://www.adambender.info/single-post/2017/03/25/Epoxy-Granite-Machine-Frame-How-To>
- [47] Prodej a dělení hutních materiálů. *www.kondor.cz* [online]. [cit. 2018–04–16]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/sluzby/t-64/>
- [48] CNC řídicí systém. [online]. 2014 [cit. 2018–04–20]. Dostupné z: <http://www.profika.cz/cnc-ridici-system>
- [49] Mach3Mill. *www.cncshop.cz* [online]. [cit. 2018–04–20]. Dostupné z: [http://www.cncshop.cz/PDF/Mach3Mill\\_1.84\\_CZ.pdf](http://www.cncshop.cz/PDF/Mach3Mill_1.84_CZ.pdf)
- [50] Mach3 CNC Controller. *www.cnc1.eu* [online]. [cit. 2018–04–20]. Dostupné z: [http://www.cnc1.eu/sk/mach\\_3.htm](http://www.cnc1.eu/sk/mach_3.htm)



# SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

## Seznam zkratk

BLDC	Brushless Direct Current
CAM	Computer Aided Manufacturing
CNC	Computer Numerical Control
EMI	Electro-Magnetic Interference
HB	Tvrdość podle Brinella
PID	Proportional, Integral, Derivative
USB	Universal Serial Bus

## Seznam symbolů

$a$	$[m \cdot s^{-2}]$	lineární zrychlení
$a_e$	$[mm]$	šířka pracovního záběru
$a_p$	$[mm]$	hloubka řezu
$d$	$[mm]$	jmenovitý průměr kuličkového šroubu
$d_k$	$[mm]$	malý průměr kuličkového šroubu
$f$	$[-]$	statický bezpečnostní faktor
$f_1$	$[-]$	součinitel tření ve vodících plochách
$f_2$	$[-]$	ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu redukovaný na poloměr šroubu
$f_{zf}$	$[mm]$	posuv na břit (frézování)
$f_{zv}$	$[mm]$	posuv na břit (vrtání)
$f_n$	$[mm]$	posuv na otáčku
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$h_m$	$[mm]$	průměrná tloušťka třísky
$k_{c1}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	měrná řezná síla
$k_{cf}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	specifická řezná síla pro frézování
$k_{cv}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	specifická řezná síla pro vrtání
$k_d$	$[-]$	koeficient uložení kuličkového šroubu
$k_k$	$[-]$	koeficient závislosti na uložení
$l_d$	$[mm]$	délka kuličkového šroubu mezi ložisky
$l_k$	$[mm]$	nepodepřená délka kuličkového šroubu
$m$	$[kg]$	hmotnost
$m_c$	$[-]$	konstanta měrné řezné síly
$n$	$[min^{-1}]$	otáčky
$n_f$	$[min^{-1}]$	otáčky vřetena při frézování
$n_v$	$[min^{-1}]$	otáčky vřetena při vrtání
$n_k$	$[min^{-1}]$	kritické otáčky kuličkového šroubu
$n_{max}$	$[min^{-1}]$	maximální přípustné otáčky
$n_r$	$[min^{-1}]$	otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu

$t_p$	[s]	doba rozběhu
$v_{cf}$	[ $m \cdot \text{min}^{-1}$ ]	řezná rychlost pro frézování
$v_{cv}$	[ $m \cdot \text{min}^{-1}$ ]	řezná rychlost pro vrtání
$v_f$	[ $mm \cdot \text{min}^{-1}$ ]	posuvová rychlost
$v_r$	[ $mm \cdot \text{min}^{-1}$ ]	rychloposuv
$x_{1,2,3}$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose X
$y_{1,2,3,4}$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose Y
$y_{1,2,3,4}$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose Z
$z_f$	[–]	počet břitů frézy
$z_v$	[–]	počet břitů vrtáku
$A_D$	[ $mm^2$ ]	jmenovitý průřez třísky
$C_0$	[N]	statická únosnost
$C_{dyn}$	[N]	dynamická únosnost
$C_{v0}$	[N]	statická únosnost vozíku
$C_{vdyn}$	[N]	dynamická únosnost vozíku
$D_{cf}$	[mm]	průměr nástroje (fréza)
$D_{cv}$	[mm]	průměr nástroje (vrták)
$D_n$	[mm]	otáčkový faktor
$D_{nmax}$	[–]	maximální otáčkový faktor okružovaných šroubů
$F_{cf}$	[N]	řezná síla při frézování
$F_{cv}$	[N]	řezná síla při vrtání
$F_{cx}$	[N]	síla působící ve směru osy X
$F_{cy}$	[N]	síla působící ve směru osy Y
$F_f$	[N]	síla posuvu
$F_G$	[N]	gravitační síla
$F_k$	[N]	maximální teoretická dovolená axiální síla
$F_{kd}$	[N]	dynamická axiální síla působící na šroub
$F_{kmax}$	[N]	maximální dovolená provozní axiální síla
$F_{ks}$	[N]	statická axiální síla působící na šroub
$F_m$	[N]	střední hodnota axiálního zatížení
$F_P$	[N]	síla od předepnutí kuličkového šroubu
$J_m$	[ $kg \cdot m^2$ ]	redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot
$J_{mot}$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti motoru
$J_{mot+br}$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti motoru s brzdou
$J_{rhm}$	[ $kg \cdot m^2$ ]	celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel
$J_{\check{r}}$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti hnané řemenice
$J_{\check{R}}$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti hnací řemenice
$J_s$	[ $kg \cdot m^2$ ]	moment setrvačnosti pružné spojky
$L$	[–]	trvanlivost v otáčkách
$L_h$	[h]	trvanlivost v hodinách
$L_v$	[m]	trvanlivost vozíku v délkové jednotce
$L_{vh}$	[m]	trvanlivost vozíku v časové jednotce
$M_{cf}$	[ $N \cdot m$ ]	kroutící moment pro frézování
$M_{cv}$	[ $N \cdot m$ ]	kroutící moment vrtání

$M_G$	$[N \cdot m]$	moment od přesouvaných hmot
$M_{GT}$	$[N \cdot m]$	moment třecích sil přesouvaných hmot
$M_k$	$[N \cdot m]$	kroucí moment
$M_{KSM}$	$[N \cdot m]$	ztrátový moment kuličkového šroubu
$M_{md}$	$[N \cdot m]$	potřebný moment motoru z dynamického hlediska
$M_{ms}$	$[N \cdot m]$	potřebný moment ze statického hlediska
$M_{zdrhm}$	$[N \cdot m]$	celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
$P$	$[mm]$	stoupání závitu
$P_s$	$[N]$	statické ekvivalentní zatížení
$P_{cf}$	$[kW]$	řezný výkon pro frézování
$P_{cv}$	$[kW]$	řezný výkon pro vrtání
$R_{1,2,3,4}$	$[N]$	radiální reakce
$T_{1,2,3,4}$	$[N]$	tečné zatížení vozíků
$\alpha$	$[^\circ]$	úhel sklonu
$\gamma_0$	$[^\circ]$	nástrojový ortogonální úhel čela
$\varepsilon_s$	$[rad \cdot s^{-2}]$	úhlové zrychlení kuličkového šroubu
$\varepsilon_m$	$[rad \cdot s^{-2}]$	úhlové zrychlení motoru
$\eta_1$	$[-]$	účinnost valivého vedení
$\eta_c$	$[-]$	celková účinnost
$\eta_L$	$[-]$	účinnost kuličkového šroubu
$\eta_S$	$[-]$	účinnost kuličkového šroubu a matice
$\eta_V$	$[-]$	účinnost valivého vedení
$\kappa_{rf}, \kappa_{rv}$	$[^\circ]$	nástrojový úhel nastavení hlavního ostří (fréza, vrták)

### Seznam obrázků

Obr. 1 Válcové frézování: a) nesousledné, b) sousledné [6] .....	17
Obr. 2 Rozdělení frézovacích strojů [3].....	19
Obr. 3 Schematické znázornění konzolové frézky: a) vodorovné, b) svislé, c) univerzální [2], [4].....	19
Obr. 4 Schematické znázornění stolové frézky: a) vodorovné, b) svislé [2] .....	20
Obr. 5 Schematické znázornění portálové frézky typu spodní gantry, které vychází z literatury [3].....	21
Obr. 6 Schematické znázornění portálové frézky typu horní gantry, které vychází z literatury [3].....	21
Obr. 7 Schematické znázornění portálové frézky s pohyblivým stolem, které vychází z literatury [3] .....	21
Obr. 8 SLV EDU 3osá frézka (SolidVision) [8].....	23
Obr. 9 Nezakrytovaná frézka SLV EDU (SolidVision)[8].....	24
Obr. 10 SLV EDU 5x 5osá frézka (SolidVision) [9].....	25
Obr. 11 Numco iKX1 A (Numco) [10].....	26
Obr. 12 Pocket NC V2 (Pocket NC) [11] .....	27
Obr. 13 Nomad 883 PRO (Carbide3D) [14].....	28
Obr. 14 BoXZY Carve – CNC Mill (BoXZY) [16].....	30
Obr. 15 MonoFab SRM-20 (Roland) [18] .....	31
Obr. 16 ICP 4030 (Isel) [19] .....	32

Obr. 17 Evo-One CNC Mill (MakerDreams) [20] .....	33
Obr. 18 Vřeteno DGZMG-07124/8.5-KPLNS (DK Dake) [26] .....	38
Obr. 19 Srovnání rozsahů posuvů v jednotlivých osách .....	39
Obr. 20 Srovnání velikostí pracovních stolů .....	40
Obr. 21 Elektrovřeteno Teknomotor C41/47-C-DB-P-ER25 [22] .....	46
Obr. 22 Výkonově-momentová charakteristika zvoleného vřetena .....	47
Obr. 23 Morfologie posuvové soustavy [2] .....	48
Obr. 24 Schematické znázornění posuvové soustavy v ose Z .....	53
Obr. 25 Shrnutí zadaných a vypočtených hodnot (ContiTech Suite 7.4) .....	56
Obr. 26 Vedení: a) kuličkové s kruhovými tyčemi, b) kuličkové profilové, c) válečkové profilové [44] .....	57
Obr. 27 Znázornění zatěžujících sil v ose Z .....	58
Obr. 28 Schematické znázornění posuvové soustavy v ose Y .....	62
Obr. 29 Znázornění zatěžujících sil v ose Y .....	65
Obr. 30 Schematické znázornění posuvové soustavy v ose X .....	68
Obr. 31 Uložení lineárního vedení [45] .....	71
Obr. 32 Znázornění zatěžujících sil v ose X .....	71
Obr. 33 Základna frézky .....	74
Obr. 34 Stojany a příčník frézky .....	74
Obr. 35 Vřeteník a saně frézky .....	75
Obr. 36 Pracovní stůl .....	75
Obr. 37 Pracovní prostředí řídicího systému Mach3 [50] .....	76
Obr. 38 Navržená CNC portálová frézka s posuvným stolem (izometrický pohled zprava) ...	77
Obr. 39 Navržená CNC portálová frézka s posuvným stolem (izometrický pohled zleva) .....	77

## Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry stroje SLV EDU [8] .....	24
Tab. 2 Parametry stroje SLV EDU 5x [9] .....	25
Tab. 3 Parametry stroje Numco iKX1 A [10] .....	26
Tab. 4 Parametry stroje Pocket NC V2 [11] .....	28
Tab. 5 Parametry stroje Nomad 883 PRO [14], [15] .....	29
Tab. 6 Parametry stroje BoXZY [16], [17] .....	30
Tab. 7 Parametry stroje MonoFab SRM-20 [18] .....	31
Tab. 8 Parametry stroje ICP 4030 [19] .....	32
Tab. 9 Parametry stroje Evo-One CNC Mill [20] .....	33
Tab. 10 Základní parametry vřeten IMT ECO [21] .....	35
Tab. 11 Parametry vřeten série SB [23] .....	36
Tab. 12 Parametry vřeten série DB [23] .....	36
Tab. 13 Frézovací vřetena Kress [24] .....	37
Tab. 14 Doporučená oblast použití vřeten Kress [24] .....	37
Tab. 15 Základní parametry vřeten spadající do produktové řady Wood line [25] .....	37
Tab. 16 Základní parametry vřeten spadající do produktové řady Aluminium/plastics line [25] .....	38
Tab. 17 Parametry vřetena DGZMG-07124/8.5-KPLNS [26] .....	38
Tab. 18 Základní parametry navrhovaného stroje .....	40
Tab. 19 Volba koncepce .....	42

Tab. 20	Hodnoty vstupních parametrů pro výpočet zatěžujících sil od frézování [27], [28] ..	43
Tab. 21	Hodnoty vstupních parametrů pro výpočet zatěžujících sil od vrtání [28], [30] .....	44
Tab. 22	Hodnoty pro volbu vřetena .....	46
Tab. 23	Cenové srovnání vřeten Teknomotor [33] .....	46
Tab. 24	Parametry elektrovřetena C41/47-C-DB-P-ER25 [31], [32] .....	47
Tab. 25	Ceny kuličkových šroubů společnosti Hiwin .....	49
Tab. 26	Základní parametry kuličkového šroubu v ose Z [36] .....	50
Tab. 27	Výhody a nevýhody krokových motorů [38] .....	52
Tab. 28	Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose Z [2] .....	53
Tab. 29	Parametry servomotoru TGT3-0065 (TG drives) [40] .....	55
Tab. 30	Cenové porovnání servomotorů Delta [41] .....	55
Tab. 31	Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose Y [2] .....	62
Tab. 32	Vstupní parametry pro výpočet pohonu v ose X [2] .....	69
Tab. 33	Shrnutí parametrů navržené CNC frézky .....	78



## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – výkres sestavy	1x formát A1
Příloha 2 – výkres svarku	1x formát A2
Příloha 3 – výkres obrobku	1x formát A2

### CD-ROM:

• elektronická verze diplomové práce	*.pdf soubor
• 3D model portálové CNC frézky s posuvným stolem	*.stp soubor
• výkres sestavy	*.pdf soubor
• výkres svarku	*.pdf soubor
• výkres obrobku	*.pdf soubor