



# 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

# NÁHON POSUVOVÉ SOUŘADNICE PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA POMOCÍ PASTRORKU A HŘEBENE

THE DRIVE OF THE FEED COORDINATE PORTAL MACHINING CENTER THROUGH PINION AND RACK

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Malásek

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

BRNO 2017



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Petr Malásek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>prof. Ing. Jiří Marek, Dr.</b>
Akademický rok:	2016/17

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:

## **Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Pro velký zdvih v ose X portálových obráběcích center typu spodní gántry je využíván náhon pomocí pastorku a hřebene, pracující většinou v režimu Master Slave. Toto řešení má však také jistá omezení a sice technická a ekonomická.

### **Cíle diplomové práce:**

1. Souhrnná technická zpráva.
2. Stanovení hranice, kdy je po technické stránce výhodné využití pohonu osy X pomocí pastorku a hřebene.
3. Stanovení hranice, kdy je po ekonomické stránce výhodné využití pohonu osy X pomocí pastorku a hřebene.
4. Návrh minimálně tří variant konstrukčního řešení náhonu osy X pomocí pastorku a hřebene.
5. Výběr optimální varianty.
6. Sestavní výkres konstrukční řešení optimální varianty.

### **Seznam doporučené literatury:**

MAREK, J., et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 3rd ed. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. 687 p. ISBN 978-80-260-6780-1.

DOBŘICKÝ, J., DOSTÁL, V. Hodnotový management. 1st ed. Brno: Akademie STING v Brně, 2010. 138 p. ISBN 978-80-86342-67-2.

BORSKÝ, V. Jednúčelové stroje a víceúčelové obráběcí stroje II. 2st ed. Brno : VUT Brno - FS, 1992. 216 p. ISBN 80-214-0175-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato práce se zabývá stanovením hranice, kdy je po technické a ekonomické stránce vhodné využití pohonu osy X portálového obráběcího stroje pomocí pastorku a hřebene. A návrhem pohonu takovéto osy. V kapitole přehled současného stavu poznání jsou rozebrány možnosti pohonných sestav lineárních os, především pomocí kuličkového šroubu a dvojice pastorek, hřeben. Základní parametry os X portálových strojů, způsoby odměřování, vedení osy a elektrické motory. Poté je stanovena hranice vhodnosti použití pastorku a hřebene. V následujících kapitolách je navrženo několik variant uspořádání pohonů lineárních os a vybrána nejvhodnější. Tato varianta je posléze zkonstruována.

## **ABSTRACT**

This thesis is dealing with determining of technical and economical limits of axis X of portal milling machine driven by gear rack and pinion. And designing drive of axis like this. In chapter overview of the current state of knowledge are researched options of drive systems of linear axis, primarily of using ball screw and couple of pinion and gear rack. Basic parameters of axis X portal milling machines, options of measuring, guiding of axis and electric motors. Then the limit suitability of using pinion and gear rack is determined. In next chapters is designed few variations of arrangements of drives and selected the best one. This arrangement is then designed.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Ozubený hřeben, kuličkový šroub, pohon lineární osy, portálový obráběcí stroj

## **KEYWORDS**

Gear rack, ball screw, drive of linear axis, portal milling machine



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MALÁSEK, P. *Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 96s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr..





## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Jiřímu Markovi za cenné rady při tvorbě diplomové práce. Rodině a přítelkyni za podporu při studiu.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením profesora Jiřího Marka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne

.....

Malásek Petr



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b> .....	<b>19</b>
2.1	Pohonné soustavy lineární osy .....	19
2.1.1	Posuvové šrouby .....	20
2.1.2	Pastorek a hřeben .....	21
2.1.3	Klika, excentr, vačka .....	22
2.1.4	Ozubené řemeny, řetězy a lana .....	23
2.1.5	Lineární motory .....	24
2.1.6	Hydraulické a pneumatické válce a písty .....	25
2.1.7	Umělé svaly .....	25
2.2	Kuličkové šrouby v moderních obráběcích strojích .....	26
2.2.1	Základní parametry .....	26
2.2.2	Výroba .....	27
2.2.3	Profil závitu .....	28
2.2.4	Náhon.....	28
2.2.5	Uložení.....	28
2.2.6	Matice .....	30
2.2.7	Podepírání .....	31
2.3	Pastorky a hřebeny v moderních obráběcích strojích .....	32
2.3.1	Základní parametry .....	32
2.3.2	Výroba ozubení.....	33
2.3.3	Přímé a šikmé ozubení.....	34
2.3.4	Uložení.....	35
2.3.5	Vymezení vůle .....	35
2.4	Portálové obráběcí stroje .....	37
2.4.1	Horní Gantry .....	37
2.4.2	Spodní Gantry .....	37
2.4.3	Pevný portál .....	38
2.4.4	Parametry os X portálových strojů .....	38
2.5	Odměřování .....	39
2.6	Lineární vedení .....	40
2.7	Motory .....	41
2.7.1	Asynchronní motory .....	41
2.7.2	Synchronní motory .....	41
2.7.3	Stejnoseměrné motory .....	41
<b>3</b>	<b>STANOVENÍ HRANICE, KDY JE PO TECHNICKÉ A EKONOMICKÉ STRÁNCE VÝHODNÉ VYUŽITÍ POHONU OSY X POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE</b> .....	<b>43</b>
3.1	Možnosti pohonu dlouhých lineárních os portálových strojů.....	43
3.2	Realizovatelnost.....	44
3.2.1	Realizovatelnost hřebenových pohonů .....	44
3.2.2	Realizovatelnost kuličkových šroubů .....	44
3.2.3	Technologie výroby dlouhých šroubů .....	45
3.2.4	Průhyb šroubů od tíhové síly .....	45
3.2.5	Vzpěrná stabilita šroubů .....	47
3.2.6	Zhodnocení realizovatelnosti.....	48

3.3	Kinematika a dynamika .....	48
3.3.1	Dynamika pohonu .....	48
3.3.2	Mezní otáčky .....	49
3.3.3	Tuhost a deformace .....	50
3.4	Přesnost.....	51
3.4.1	Přesnost kuličkových šroubů.....	51
3.4.2	Přesnost ozubených hřebenů .....	53
3.4.3	Srovnání přesností .....	55
3.5	Teplota.....	55
3.6	Cena.....	55
3.6.1	Komponenty lineárních pohonů .....	56
3.6.2	Pastorek a hřeben .....	56
3.6.3	Kuličkový šroub s rotující maticí .....	56
3.6.4	Kuličkový šroub s rotující hřídelí.....	56
3.7	Vyhodnocení jednotlivých variant uspořádání pohonů .....	57
3.7.1	Metodika vyhodnocení .....	57
3.7.2	Vlastní vyhodnocení.....	58
3.7.3	Dílčí závěr a zhodnocení výsledků.....	59
<b>4</b>	<b>NÁVRH MINIMÁLNĚ TŘÍ VARIANT KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ NÁHONU OSY POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE .....</b>	<b>60</b>
4.1	Specifikace stroje.....	60
4.2	Varianty uspořádání pohonů.....	60
4.3	Srovnání variant.....	61
4.4	Metodika vyhodnocení .....	62
4.5	Vlastní vyhodnocení .....	62
4.6	Výsledky vyhodnocení .....	63
<b>5</b>	<b>KONSTRUKCE VYBRANÉ VARIANTY.....</b>	<b>65</b>
5.1	Parametry osy .....	65
5.2	Výpočtový návrh pohonu .....	65
5.2.1	Vstupní parametry .....	65
5.2.2	Metodika řešení .....	65
5.2.3	Statická a dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem .....	66
5.2.4	Volba hřebene .....	67
5.2.5	Volba typu motoru .....	68
5.2.6	Momentová charakteristika synchronních motorů a přetěžování .....	68
5.2.7	Volba motoru.....	70
5.2.8	Volba převodů .....	71
5.3	Sestavení pohonu.....	72
5.4	Řízení pohonu.....	73
5.5	Lože a portál .....	73
5.6	Lineární vedení .....	74
5.6.1	Výpočet životnosti.....	74
5.7	Odměřování .....	76
5.8	Konzola pohonů.....	77
5.9	Uložení hřebene, odměřování a vedení na loži .....	79
5.10	Dorazy, brzdy, mazání a krytování.....	81
5.10.1	Dorazy .....	81
5.10.2	Brzdy .....	81
5.10.3	Mazání .....	81

5.10.4 Krytování .....	81
<b>6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE .....</b>	<b>83</b>
<b>7 ZÁVĚR.....</b>	<b>85</b>
<b>8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>87</b>
<b>9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>89</b>
9.1 Seznam symbolů .....	89
9.2 Seznam tabulek .....	89
9.3 Seznam obrázků.....	90
<b>10 SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>93</b>
10.1 Příloha 1 Saatyho matice .....	93
10.2 Příloha 2 hodnocení variant na základě kritérií .....	94
10.3 Příloha 3 vážené hodnocení variant .....	95
10.4 Příloha 4 3D model varianty 2 návrhu lineární osy .....	96
10.5 Příloha 5 Výkres sestavení varianty 2 návrhu lineární osy.....	96
10.6 Příloha 6 Sešit Microsoft Excel s návrhovými výpočty a multikriteriálním hodnocením v kapitolách 3 a 4 .....	96





# 1 ÚVOD

Portálové frézky typu spodní gantry jsou určeny pro obrábění velkých rovinných ploch nebo velkých složitých obrobků například forem nebo zápustek. Díky pevnému stolu lze upínat i velmi těžké a rozměrné obrobky. Od rozměrů obrobků jsou odvislé i velké rozměry stroje. Zpravidla se vyrábí stavebnicově. Jsou složeny ze segmentů daných délek, a mohou dosahovat rozměrů násobků těchto délek.

Pro pohon lineárních os X portálových strojů se používá pohonu pomocí pastorku a hřebene v režimu master-slave. Tento typ pohonu má však svá technická a ekonomická omezení. Především je využitelnost těchto pohonů závislá na délce lineární osy. U portálových strojů může osa X dosahovat délek 20-40 metrů. A zároveň vysokých dynamických parametrů pro efektivní práci. Proto jsou na pohony těchto os kladeny velké nároky.

Cílem této práce je vymežit, kdy je vhodné pohon pomocí pastorku a hřebene použít. Vytvořit několik návrhů uspořádání pohonů lineární osy portálového stroje. Zvolit nejlepší variantů a zkonstruovat.

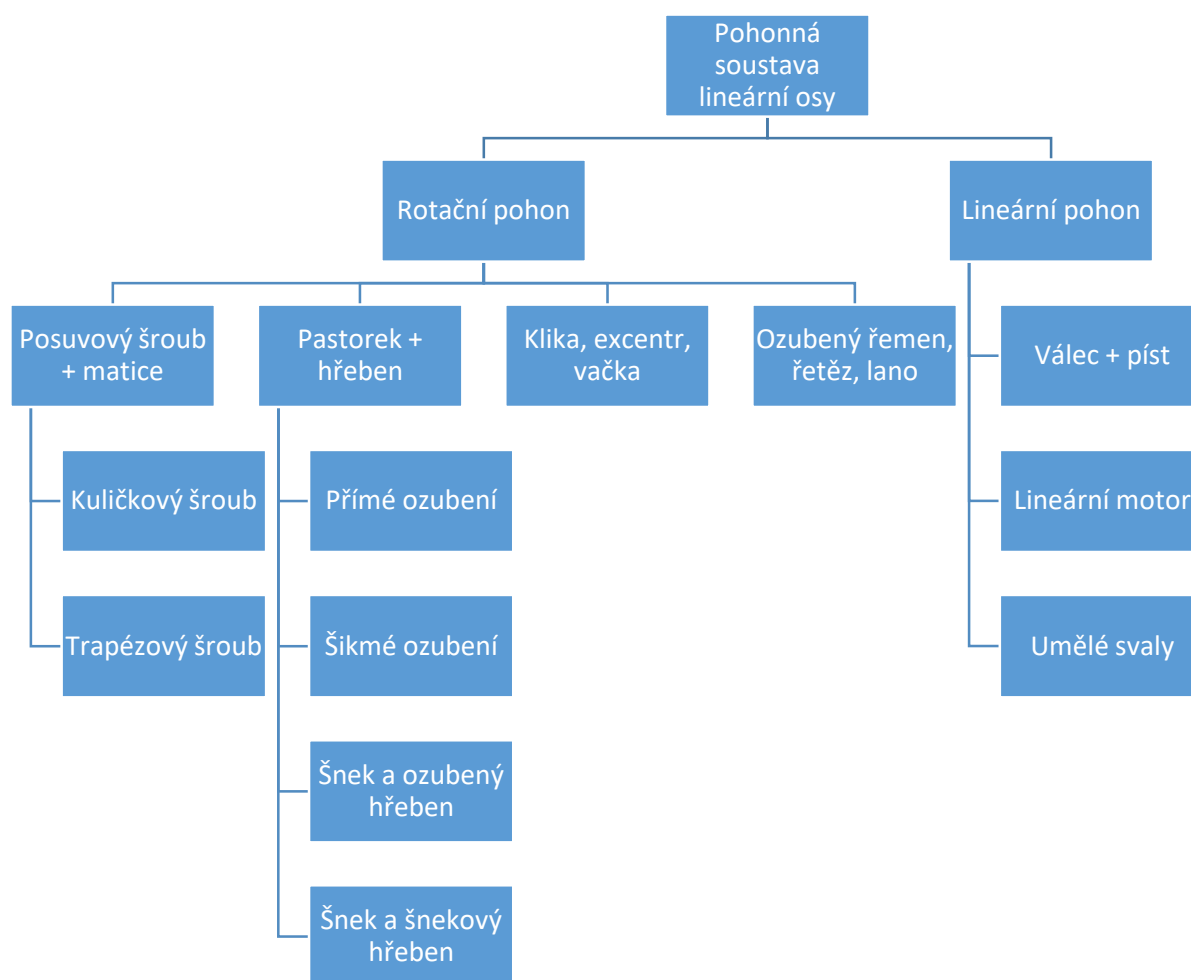


## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Pohonné soustavy lineární osy

Mnoho mechanismů v technické praxi je založeno na lineárním pohybu. Proto je třeba prvků, které jsou schopny vytvářet lineární pohyb.

Přímočarý pohyb u obráběcích strojů je buď hlavní řezný pohyb nástroje, nebo obrobku. Nebo pomocný pohyb. K pohonu lineárních os v obráběcích i jiných strojích lze využívat mnoho různých mechatronických soustav. Buď se jedná o rotační hnací motor v kombinaci s mechanismem, který převádí rotaci na translaci. Nebo speciální pohon, který přímo vyvozuje lineární pohyb. V této kapitole bude rozebráno několik nejvýznamnějších pohonných soustav dle Obr. 1).

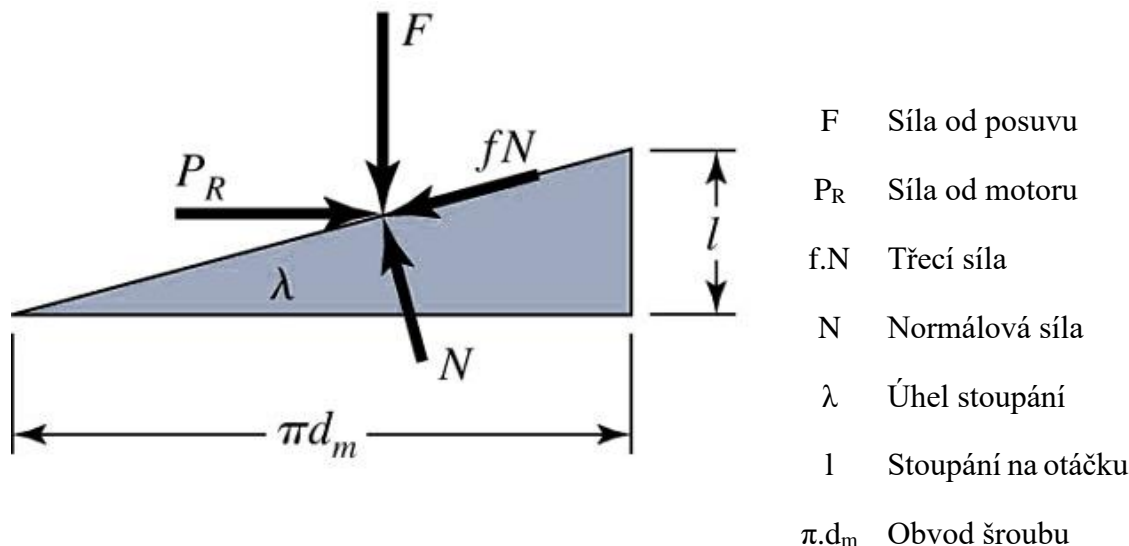


Obr. 1) Pohonné soustavy lineární osy

Mnoho výrobců v dnešní době nabízí kompletní posuvové osy jako celky. Včetně vedení, odměřování a krytování.

### 2.1.1 Posuvové šrouby

Fungují na principu pohybu po šroubovici, což je složení dvou pohybů, otáčení okolo osy a posunutí ve směru této osy. Když rozvineme obvod jedné otáčky šroubu do roviny, dostaneme trojúhelník dle Obr. 2). Na tomto obrázku také můžeme pozorovat rozložení sil v případě, kde matice šroubu se otáčí a posouvá. [8]



Obr. 2) Síly v posuvových šroubech [8]

Síla  $P_R$  vytvářená momentem motoru se tedy dle tohoto obrázku přeměňuje na sílu od posuvu  $F$ . A toto je princip mechanismu posuvových šroubů. Poměr sil je určen úhlem stoupání. Úhel stoupání také určuje kinematiku šroubu, tedy jaký je posuv na otáčku šroubu. Pro zvýšení únosnosti a snížení tření se používá vícechodých závitů. [8]

V běžných závitech jsou velké ztráty způsobené třením (Tab 1) a nepravidelný chod. Proto se ustupuje od šroubů se čtvercovým a lichoběžníkovým závitem a používají se šrouby kuličkové, kde se odvalují elementy (kuličky) v závitu a nedochází k tření, jen valivým odporům. Tyto šrouby mají výrazně vyšší účinnost, až 0,92 a přesnost. Účinnost trapézových šroubů je přibližně 0,3-0,4 [1]

Tab 1) Součinitele tření v pohybových šroubech [8]

Kombinace materiálů	Součinitel smykového tření	Součinitel statického tření
Nízkouhlíková ocel a litina	0,12	0,17
Vysokouhlíková ocel a litina	0,09	0,15
Nízkouhlíková ocel a bronz	0,08	0,10
Vysokouhlíková ocel a bronz	0,06	0,08

Nevýhodou kuličkových šroubů oproti jiným je ztráta samosvornosti způsobené třením a vyšší složitost a cena [8]. Dle typu závitu lze šrouby dělit na šrouby:

- S metrickým či jiným závitem
- S lichoběžníkovým závitem (trapézové šrouby)
- Se čtvercovým závitem
- Kuličkové šrouby

Trapézový závit má nižší účinnost nežli čtvercový, ale vyšší únosnost, snadněji se vyrábí a je možno vymezit vůle od opotřebení příčně dělenou maticí a proto se šrouby se čtvercovým závitem téměř nepoužívají. Jiné závity bývají využívány jen ve speciálních případech. Trapézové šrouby byly hojně používány v minulosti pro pohony os obráběcích strojů, V současnosti pro méně přesné nebo silové stroje jako svěráky, lisy a zvedáky [8]. Kuličkové šrouby budou dále rozebrány v kapitole 2.2.

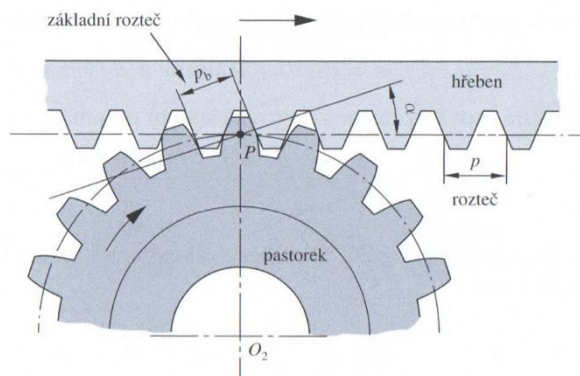
Dle základní kinematiky mohou nastat 4 případy:

- Matice se otáčí i posouvá
- Matice se otáčí, šroub posouvá
- Šroub se otáčí, matice posouvá
- Šroub se otáčí i posouvá

Výjimečně se vyskytuje i případ, kde jsou otočné šroub i matice. V obráběcích strojích se používají provedení, kde šroub se otáčí-matice posouvá a matice se otáčí i posouvá. Ostatní provedení jsou používány ve speciálních případech.

### 2.1.2 Pastorek a hřeben

Ozubený hřeben je část čelního ozubeného kola, jehož průměr roztečné plochy a ostatních sousých ploch je nekonečný. Odpovídajícím rovinným útvarem je profil ozubeného hřebene, u něhož evolventní profily přecházejí v přímky. [8]



Obr. 3) Ozubený hřeben [8]

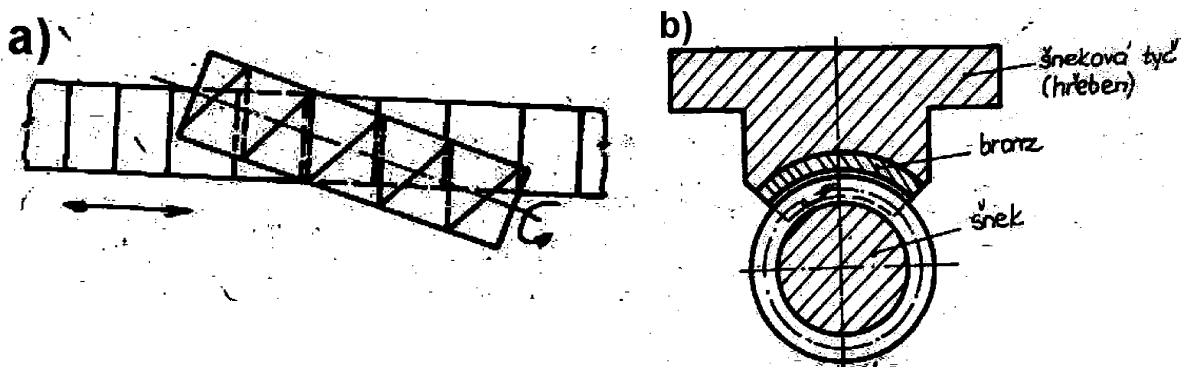
Ozubení hřebenů může být s přímými zuby nebo šikmými zuby, speciálním případem jsou šnekové hřebeny. Přímé ozubení je nejjednodušší, přechod ze záběru jednoho zubu na druhý není hladký a dochází při něm k rázům a zvýšené hlučnosti. Proto se používá ozubených kol se šikmým ozubením, přechody mezi zuby jsou plynulejší, tedy jsou tišší a mají pravidelnější chod. Nevýhodou je vyšší složitost a axiální síly a ohybové momenty namáhající hřídele a ložiska. Speciálním případem šikmého ozubení je šípové ozubení, tím se eliminují axiální síly, ale výroba ozubení je velmi složitá. [8]

Dvojice šnek a ozubený hřeben je mechanismus s velkým převodovým poměrem do síly a vysokou tuhostí. Nevýhodou je velmi nízká účinnost a trvanlivost způsobená opotřebením, třením šneku o hřeben a velmi nízké rychlosti pohybu. Je nutné také vydatně mazat a chladit. Mechanismus je samosvorný. Příklad je znázorněn na Obr. 4) a). [13]

Dvojice šnek a šnekový hřeben může být dvojí koncepce. Hřídel se šnekovými závity a segment hřebene, nebo dlouhý hřeben a krátký šnek. První možnost se téměř vůbec nepoužívá.

Druhá možnost se používala v minulosti k pohonům portálových frézek. Styk mezi šnekem a hřebenem je mnohem příznivější než mezi šnekem a ozubeným hřebenem, neboť šnek tvoří částečnou matici. Proto je zde opotřebení mnohem nižší. Dokonce může být nižší nežli u třecích posuvových šroubů neboť šnek se může brodit v oleji. Pohon šneku může být pomocí hřídele, v ose šneku, která ovšem musí mít délku větší nežli hřeben, nebo pomocí pastorku na hřídeli spolu se šnekem. Průměr tohoto pastorku musí být menší nežli průměr šneku. Z důvodu opotřebení se používal bronz na hřebeni, nebo hydrostatický hřeben. [13]

U moderních strojů se toto řešení z důvodu nízké účinnosti téměř nepoužívá.

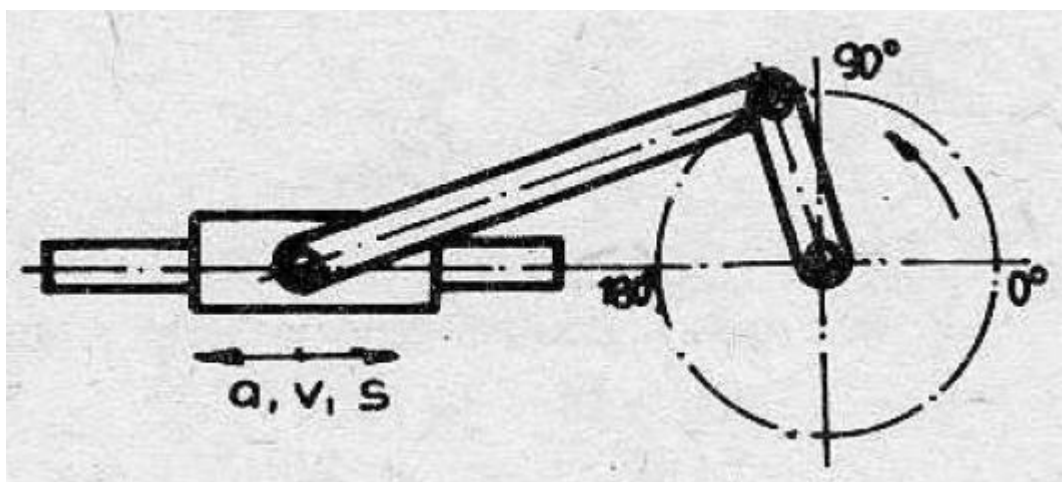


Obr. 4) Šnekové převody a) Šnekové kolo a ozubený hřeben b) Šnekové kolo a šnekový hřeben [13]

Hlavní oblast využití pastorků a hřebenů je v obráběcích strojích s dlouhými drahami posuvu, ale i v jiných mechanismech. Mohou konkurovat kuličkovým šroubům. Dále budou rozebrány v kapitole 2.3.

### 2.1.3 Klika, excentr, vačka

Tyto mechanismy jsou schopny převádět rotaci na translaci a tedy je možné je využít k vytvoření lineárních pohybů.



Obr. 5) Klikový mechanismus

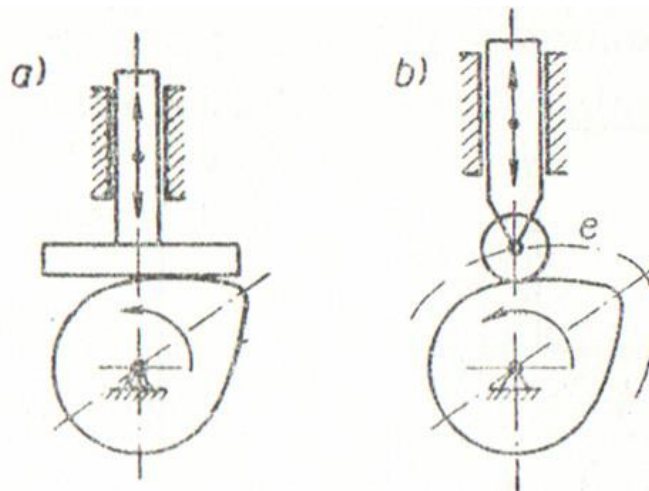
Klikové ústrojí je složeno z kliky nebo klikového kola, ojnice a pístu. Klika se točí okolo své osy a v pevně dané vzdálenosti od osy je k ní čepem připojena ojnice, na druhém konci ojnice je čepem připojen píst. Píst může být například uložený ve válci, nebo třeba beran ve vedení, zjednodušíme jej na součást, která má zamezeny všechny ostatní pohyby kromě

translace. Když se klika točí, excentricita uložení čepu ojnice způsobuje, že píst mění polohu. Dráha, po které se může píst pohybovat je rovna dvojnásobku excentricity. [2]

Obměna klikového mechanismu je excentr, jehož princip je podobný. Pro různé silové poměry mohou být použity různé další páky, kterými se zvyšuje buď délka pohybu na otočku, nebo síla na pístu.

Vačky jsou rotační součásti, které mají proměnlivý poloměr v závislosti na úhlu. Fungují na principu styku vačky s posuvnou částí zdvihátkem. Dotyk může být realizován přes plošky, nebo rolny Obr. 6). Přítlak zdvihátka na vačku bývá realizován pomocí pružiny nebo oboustranné vačky. Síla pružiny musí být navržena tak, aby nedocházelo k odskoku. [2]

Kromě těchto jmenovaných mechanismů je možno použít i jiné speciální mechanismy, např. Whitworthův mechanismus.



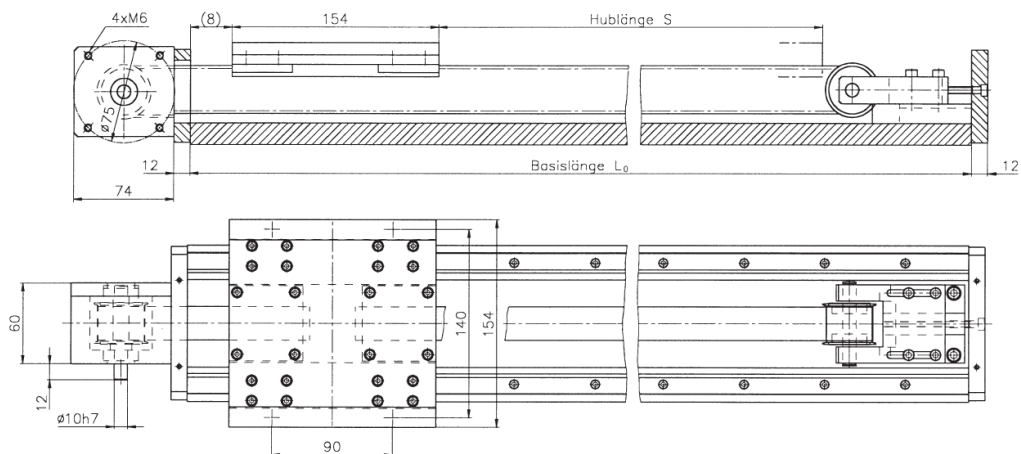
Obr. 6) Vačky a) Ploché zdvihátko, b) Rolna [2]

Ke společným vlastnostem vaček a klikových mechanismů patří pevně daný zdvih, a tím omezený krok lineární osy a proměnlivá rychlost pohybu v závislosti na natočení rotující části.

Klikové mechanismy jsou používány v oblasti tvářecích strojů pro schopnost přenosu velkých sil. Vačky i klikové mechanismy jsou používané v automobilových motorech. V minulosti byly také používány v oblasti automatizace (tvrdé). V dnešní době tvrdá automatizace zaniká díky nástupu levných a snadno říditelných motorů. K pohonu lineárních os obráběcích strojů se v dnešní době téměř nevyužívají.

#### 2.1.4 Ozubené řemeny, řetězy a lana

Ozubené řemeny fungují na principu hnací kladky a pomocné kladky, mezi nimi je natažen řemen a na řemeni upevněna posuvná část. Otáčením hnací kladky se posuvná část lineárně přesouvá. Toto je znázorněno na Obr. 7). Provoz řemenů je tichý, tlumí rázy a jsou téměř bezúdržbové, ale nejsou zdaleka tak tuhé při stejných zástavbových rozměrech, jejich tuhost se prudce mění s délkou, předepnutí výrazně zatěžuje ložiska řemenic, a proto nejsou vhodné pro silové aplikace. Používají se v manipulační technice a v 3D tisku.

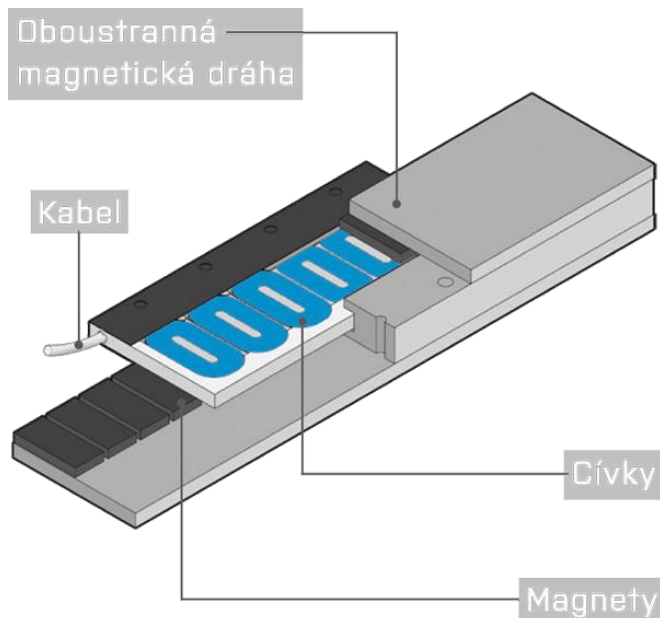


Obr. 7) Pohon osy pomocí ozubeného řemene [9]

Princip lan a řetězů je podobný. Řetězy jsou používány sporadicky, lana například ve výtazích, nebo důlní technice.

### 2.1.5 Lineární motory

Lineární motor funguje velmi podobně jako motory rotační. Rozdíl je v tom, že jeho stator je rozvinut do roviny po celé délce pojezdové dráhy. Rotor se pohybuje lineárně přímočaře podél statoru. Stator je v případě lineárních motorů tvořen permanentními magnety, rotor (pohyblivá část) je tvořen plechy z feromagnetického materiálu a trojfázovým vinutím. Prívod elektrické energie je tedy pouze do rotoru. Příklad takového lineárního motoru je na Obr. 8). [3]



Obr. 8) Lineární motor [3]

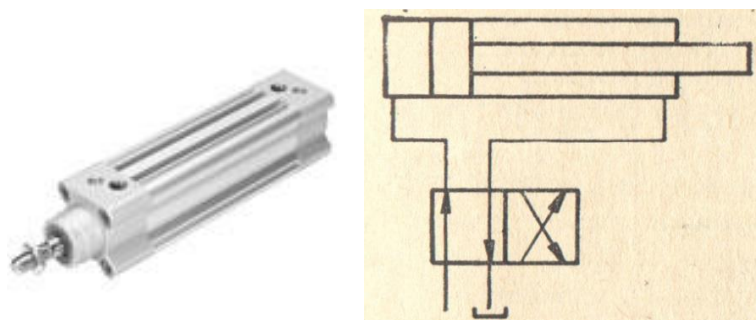
Lineární motory nemívají vložené převody, pokud je nutná vyšší posuvová síla, motory se zdvojují i tak ovšem nedosahují vysokých posuvových sil v poměru k jiným způsobům pohonů. Mezi výhody lineárních motorů patří vysoké rychlosti a zrychlení, jednoduché vestavení do stroje a slušná opakovatelnost. Mezi nevýhody patří omezená síla, vyšší cena, magnetické síly



v okolí, menší posuvové síly a nutnost přívodu energie, popřípadě chlazení do pohyblivé části motoru.

### 2.1.6 Hydraulické a pneumatické válce a písty

Hydraulické a pneumatické válce již z principu vyvozují lineární pohyb. Příklad pneumatického válce je vidět na Obr. 9)-a. Síla ve vedení je přímo úměrná tlaku média ve válci a průměru pístnice. Mohou být jednočinné a dvočinné, tedy tlakem média lze vyvolat pohyb buď jedním, nebo oběma směry. Na Obr. 9)-b lze vidět způsob ovládání dvočinného válce symetricky řízeného.



Obr. 9) Válec a píst a) příklad [10], b) ovládání [7]

Ve srovnání pneumatických oproti hydraulickým válcům jsou pneumatické rychlejší a nehroží u nich nebezpečí úniku provozních kapalin. Hydraulické dosahují vyšších sil a tlaků a dokáží pevně držet polohu i bez přivádění tlaku, pouze zavřením ventilu.

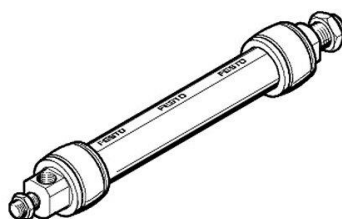
V minulosti z důvodu nedostatečného řízení byly používány válce a písty pouze pro silové aplikace, popřípadě pro přesun mezi omezeným počtem poloh definovaných dorazy. V dnešní době je lze dostatečně přesně řídit a bývají používány například v manipulační technice.

### 2.1.7 Umělé svaly

V konstrukci robotů se objevila snaha napodobit lidské svaly. Vytvořit lineární aktuátor s nízkou hmotností, objemem a vysokou silou.

Sval se skládá ze dvou koncovek z oceli nebo hliníkové slitiny a vaku z opletené pryže nebo kompozitu z pryže a neroztažných vláken. Pryž zadržuje pracovní plyn a opletení zajišťuje požadovaný průběh deformací. [11]

Sval může být ovládán hydraulicky nebo pneumaticky, z důvodu hmotnosti spíše pneumaticky. Po přivedení tlaku se sval vyboulí a zkrátí. V případě některých svalů naopak klesá tlak a sval se vyboulí dovnitř.



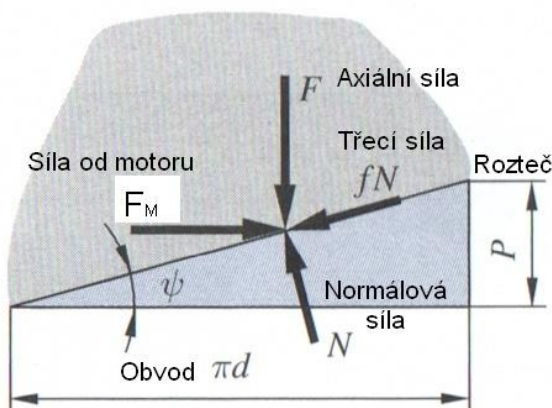
Obr. 10) Umělý sval Festo [11]

## 2.2 Kuličkové šrouby v moderních obráběcích strojích

Kuličkové šrouby jsou vysoce účinné řešení pohonu lineární osy s vysokou životností a tuhostí.

### 2.2.1 Základní parametry

Geometrie šroubu je dána pomocí jmenovitého průměru, stoupání závitu, průměru kuliček a profilem závitu. Tyto parametry pak ovlivňují kinematiku, dynamiku, silové zatížení, tuhost, trvanlivost a účinnost šroubu.



Obr. 11) Silové poměry v kuličkových šroubech

Posuv na otáčku vychází z teorie, kde stoupání závitu a střední obvod kuličkového šroubu jsou odvěsny pravoúhlého trojúhelníka dle Obr. 11), úhel sevřený delší odvěsnou a přeponou se nazývá úhel stoupání šroubovice.

$$P = \pi d t g \psi \quad (1)$$

$\psi$  Úhel stoupání [rad]  
 $P$  Rozteč (stoupání na otáčku) [m]  
 $d$  Střední průměr šroubu [m]

Závislosti úhlového zrychlení, úhlové rychlosti a natočení na zrychlení, rychlosti a posunutí jsou definovány jako:

$$a = \frac{P \alpha}{2\pi} \quad (2)$$

$$v = \frac{P \omega}{2\pi} = \frac{P n}{60} \quad (3)$$

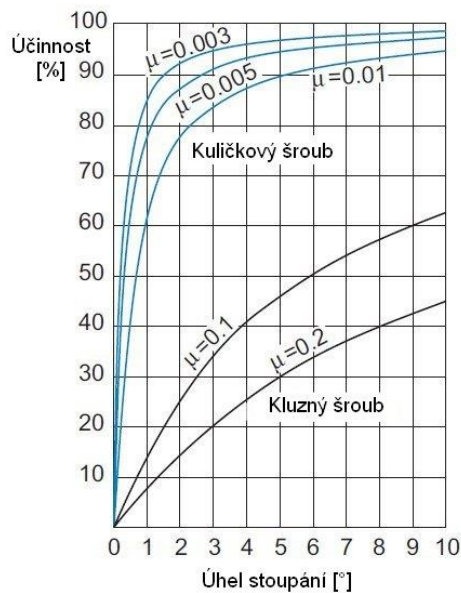
$$s = \frac{P \varphi}{2\pi} \quad (4)$$

Podobně je to se silovými poměry na KŠ. Když v Obr. 11) zanedbáme valivé odpory a nahradíme je účinností, vyjde nám rovnice.:

$$M_m = F_p t g \psi \frac{d}{2\eta} \quad [8] \quad (5)$$

$M_m$  Hnací moment [Nm]  
 $F_p$  Posuvová síla [N]

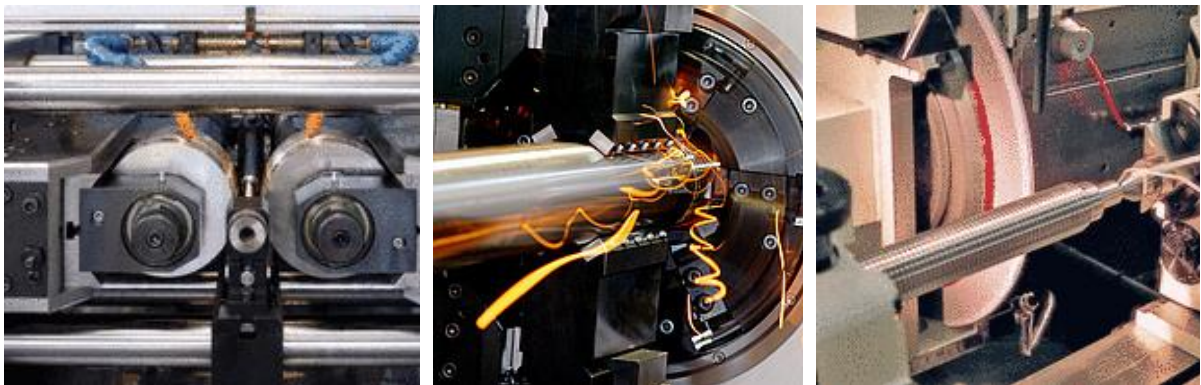
Převod v kuličkovém šroubu je tedy určen středním průměrem šroubu a úhlem stoupání šroubovice. Účinnost kuličkového šroubu je závislá na úhlu stoupání (lead angle) a na směru převodu síly rotace na translaci a translace na rotaci Obr. 12).



Obr. 12) Účinnost kuličkových šroubů [23]

### 2.2.2 Výroba

Výroba závitu na šroubu probíhá třemi způsoby: broušením, okružováním a válcováním. Metody zobrazeny na Obr. 13). Přesnosti jednotlivých metod jsou znázorněny v Tab 2) .



Obr. 13) Výroba kuličkových šroubů a) Válcování, b) Okružování, c) Broušení [5]

Válcované šrouby mohou posloužit jako polotovary pro další opracování, nebo jako hotový šroub. Výsledná přesnost je ovlivněna kvalitou materiálu a podmínkami válcování. Vyšší přesnost je dosažena zpravidla výběrem. Po válcování ve šroubu přetrvává vnitřní pnutí projevující se deformací hřídele a hlukem při odvalování kuliček. [5]

Okružování je operace, při které se soustruží se speciální okružovací nožovou hlavou, která na jednu otočku vytvoří profil závitu. V minulosti byly okružovány nekalené tyče, poté byly zakaleny a broušeny. V dnešní době se z důvodů zefektivňování okružuje přímo do kalených tyčí na strojích Leistriz. Jedná se o velmi rychlou metodu jak pro sériovou, tak pro kusovou výrobu. [12]

Broušení šroubů je tradiční technologie zhotovení závitu do předem obrobeného a zakaleného polotovaru. Výsledná přesnost je závislá na přesnosti stroje a kvalitě brusných nástrojů. Tato metoda je sice pomalá, náročná, ale dosahuje nejvyšších přesností. [5]

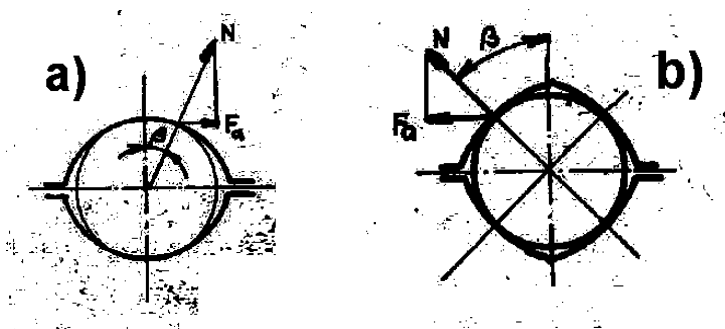
Tab 2) Úchylnosti stoupání kuličkových šroubů [5]

Úchylnost stoupání na délce závitu 300 mm [μm]	Broušený závit			Okružovaný závit			Válcovaný závit	
	IT1	IT3	IT5	IT5	T5	T7	T5	T7
	6	12	23	23	23	52	23	52

Materiály používané v KSK Kuřim jsou ČSN 14 260, CF53, 42CrMo4 pro šrouby a ČSN 14 109 nebo ČSN 14 209 pro matice. Závit bývá kalen na tvrdost 58-60HRC a jádro má minimální mez pevnosti 650MPa. [5]

### 2.2.3 Profil závitu

Výrobci kuličkových šroubů používají obvykle dvě provedení drážky pro odvalování kuliček a šroubu matice. Na Obr. 14) je zobrazen a) kruhový profil drážky b) gotický profil drážky. Gotický profil se používá nejčastěji. Kruhový profil má horší účinnost a vyšší zatížení kuliček způsobené malým úhlem styku  $\beta$ , ale je jednodušší na výrobu. Kruhové profily se používají v nekaleném stavu pro nenáročné aplikace. [13]



Obr. 14) Profil závitu [13]

### 2.2.4 Náhon

Náhon kuličkového šroubu může být realizován přímo přes spojku na hřídel kuličkového šroubu, přes vloženou převodovku v ose nebo přes ozubený, řemenový převod. Vhodný způsob je zvolen podle podmínek, za kterých bude šroub provozován. Především požadovaných momentů a otáček. [1]

V případě hnané matice je matice uzpůsobený celek osazený ozubeným kolem nebo řemenovým kolem. Na tělese matice jsou vybroušeny ložiskové dráhy pro radiálně axiální ložiska, nebo je matice přímo uzpůsobena pro montáž do stroje, ložiska jsou zakomponována do celku matice. [5]

Snahou je co nejmenší vůle v mechanismu mezi motorem a šroubem nebo maticí.

### 2.2.5 Uložení

Při řešení s rotujícím šroubem může být šroub uložený v ložiscích oboustranně axiálně, jednostranně axiálně oboustranně axiálně a zároveň předepnutý nebo letmo uložený šroub. Uložení šroubu se volí podle délky šroubu a podle maximálních dovolených otáček. Dlouhé šrouby mají tendenci se ohýbat vlastní vahou, tomu lze předcházet oboustranným axiálním uložením, nebo předepnutým uložením. Dalším způsobem jak zamezovat ohybu je podepírání

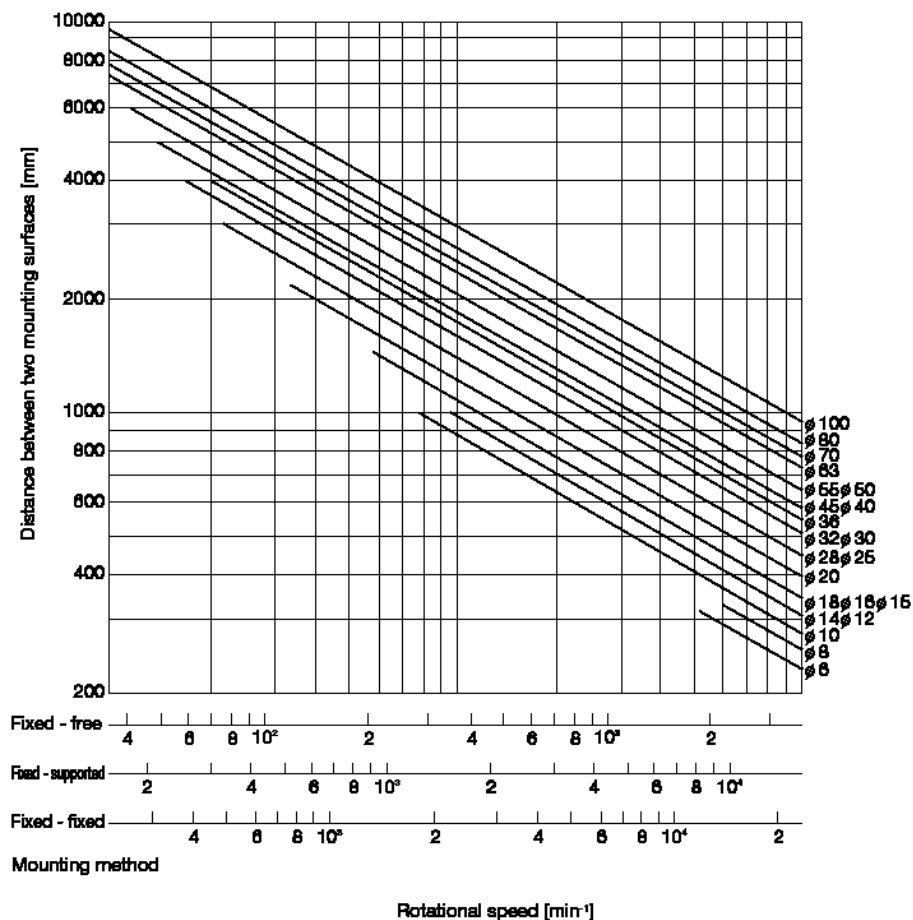
šroubu. Nevýhoda obousměrného uložení je v případě tepelných deformací, když se šroub zahřívá, nemá kam dilatovat, a tedy se ohýbá a deformuje. Existují i řešení, kdy je šroub za studena natažen, zahřátím na provozní teplotu se roztáhne a předeprnutí se vynuluje. V tomto případě je šroub přímo vybrušován s mínusovou charakteristikou stoupání závitu. Letmé uložení se používá pouze v případě krátkých šroubů.



Obr. 15) Ložiska ZARN a ZARF

Od ložisek pro uložení šroubu je očekávána co nejvyšší tuhost, proto je vhodné použít ložiska s čárovým stykem. Příklady takovýchto ložisek jsou ložiska typu ZARN a ZARF na Obr. 15).

Výrobci kuličkových šroubů často nabízí také kompletní uložení konců šroubů.



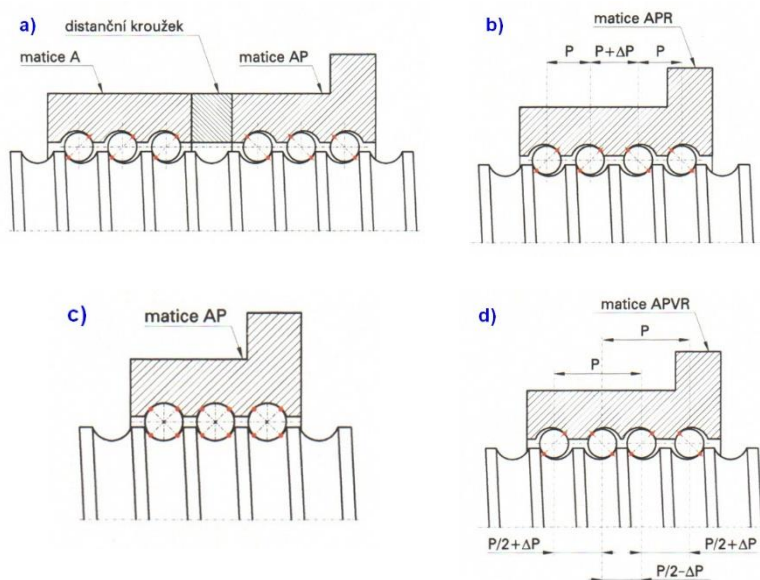
Obr. 16) Závislost mezních otáček šroubu na uložení a délce šroubu podle THK [14]

## 2.2.6 Matice

Matice kuličkových šroubů jsou stěžejním dílcem, který přenáší axiální síly a zprostředkovávají plynulou recirkulaci kuliček ve vložených převodnících. Matice zajišťují vymezení vůlí a s využitím možnosti jejich předepnutí i dosažení potřebné tuhosti převodu a to i při obousměrném zatížení. Mají za úkol distribuci maziva a částečně i odvod tepla z převodu. Vnitřní prostor matic je oboustranně chráněn proti hrubým nečistotám stíracími ucpávkami.

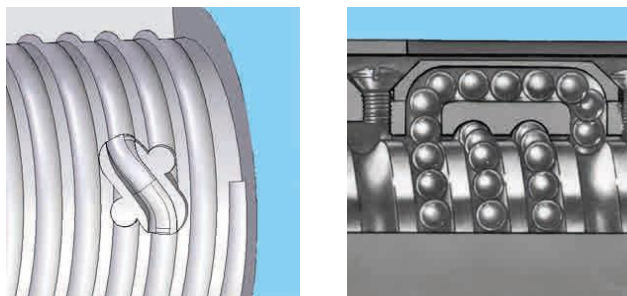
Předepnutí matice může být řešeno několika způsoby dle Obr. 17) a) Vloženým distančním kroužkem b) Diferencí ve stoupání závitu c) Výběrem kuliček d) Diferencí mezi jednotlivými chody závitu. Čím větší síla v předpětí, tím je spojení tužší, ovšem snižuje se účinnost, trvanlivost a šroub se více zahřívá.

Optimální řešení by mohlo být proměnlivé předpětí vytvořené buď hydraulicky, nebo pružinami. Předepnout, když je třeba přesnost, snížit předpětí, při rychloposuvech. Tyto způsoby navíc dokáží vyvozovat konstantní sílu předpětí nezávisle na nepřesnosti závitu. Nevýhodou jsou větší rozměry matice. [13]



Obr. 17) Předepnutí kuličkových šroubů [5]

Převodníky kuliček zajišťují cirkulaci kuliček v uzavřených drahách. Snaha je, aby dráha byla co nejhladší a v okruhu bylo co nejméně pasivních odporů, které brzdí kuličky a ohřívají systém, převodníky výrazně omezují otáčky matice. Na Obr. 18) je zobrazen a) Interní b) Externí převodník. Interní převádí kuličky v rámci jednoho stoupání závitu, externí v rámci několika stoupání.

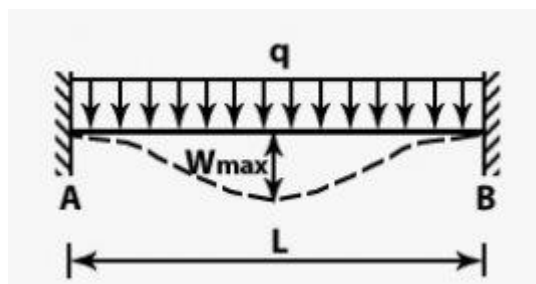


Obr. 18) Převodníky kuliček [5]

### 2.2.7 Podepírání

Při provozu jsou šrouby namáhané tíhovou silou působící směrem dolů (Obr. 19) a zátěžnou axiální silou mezi maticí a uložením šroubu. Axiální síla způsobuje vzpěr, tedy vybočení pomyslné střednice šroubu z osy tvar vybočení je definován způsobem uložení šroubu. Průhyb a vzpěr je možné redukovat zvětšením průměru šroubu, uložením šroubu (kap.2.2.5) a podepíráním šroubu.

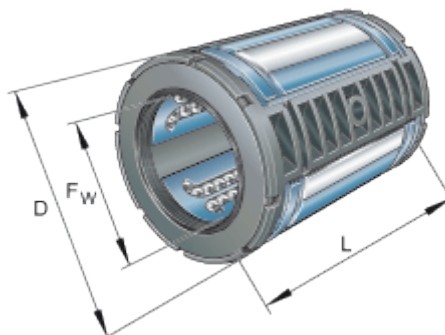
Podepírání se liší pro rotující šrouby a rotující matice, u rotujícího šroubu je složitější, protože je nutno zamezit nebo redukovat otěr mezi šroubem a podpěrou. Dalším kritériem je, způsob jakým se podpěra vyhýbá axiálně se pohybující matici šroubu. Podpěra může uhýbat v radiálním nebo axiálním směru. V axiálním směru se tím zkracuje použitelná délka šroubu o šířku podpěry.



Obr. 19) Průhyb prutu [6]

Při uložení rotujících šroubů je nutná redukce opotřebení ve styku podpěry a šroubu. Uložení může být buď kluzné mazané, nebo valivé. Zdrojem opotřebení je také šroubovice šroubu. Způsobující jen částečný styk ploch a tedy větší stykový tlak. Opotřebení šroubu nebo uložení pak může vést k zanesení šroubu a matice drobnými částicemi a snížení životnosti mechanismu. Proto se podepírání rotujících šroubů pravděpodobně nepoužívá.

Šrouby s rotující maticí je možno podepřít podpěrou, která se při přiblížení matice zasune dolů například hydraulický válec a píst, nebo výkyvnou podpěru. Stačí zamezit pohybům dolů a do boků, protože síla nutná pro vzpěr šroubu směrem nahoru musí být vyšší, neboli šroub se prohýbá cestou nejmenšího odporu. Podpěra v axiálním směru posuvná může být například kuličkové lineární ložisko. Tedy valivá podpěra upevněná na pohyblivé části stroje.



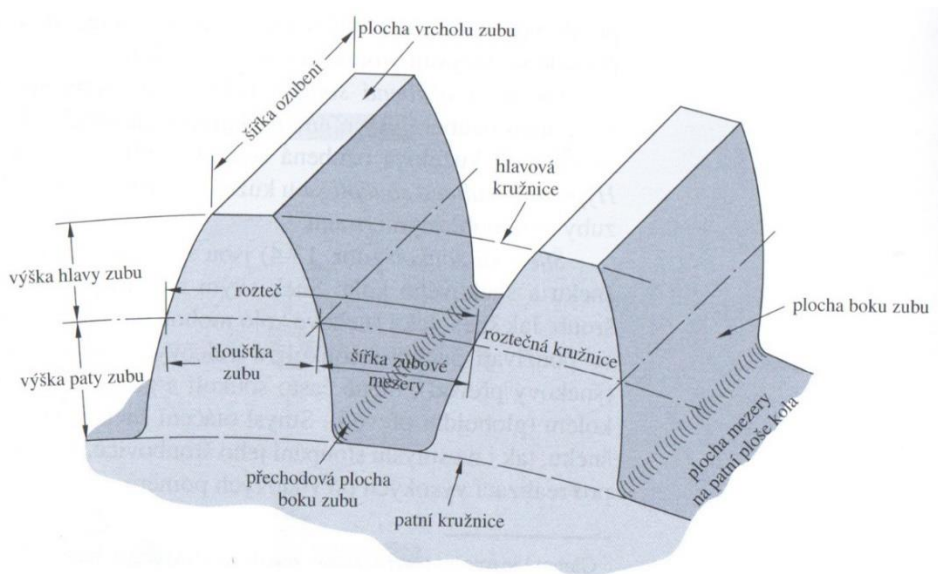
Obr. 20) Lineární kuličkové ložisko [16]

## 2.3 Pastorky a hřebeny v moderních obráběcích strojích

Pro posuvy na velké vzdálenosti a rychlé posuvy již není výhodné použít posuvových šroubů. Proto se přechází k posuvům pomocí hřebene a pastorku. V historii nešlo vyrábět hřebeny s dostatečnou přesností, a nebyly takové možnosti vymezení vůle jako u šroubových mechanismů. V dnešní době mohou směle konkurovat šroubům. Nyní jsou přímou konkurencí posuvových šroubů.

### 2.3.1 Základní parametry

Mezi základní parametry hřebenu a pastorků patří modul ozubení, průměr pastorku, délka hřebene.



Obr. 21) Názvosloví ozubení [8]

Modul ozubení přímo ovlivňuje rozměry ozubení, čím větší modul, tím větší zuby, zubové mezery a rozteč ozubení (Obr. 21). Důležité je pamatovat na to, že průměr kola nemůže být jakýkoliv, musí vycházet tak, aby byl počet zubů kola celé číslo. Závislost průměru na počtu zubů vychází.:

$$d = zm \quad (6)$$

d Průměr roztečné kružnice [mm]  
z Počet zubů [-]  
m Modul ozubení [mm]

Na jednu otočku urazí pastorek dráhu rovnou obvodu roztečné kružnice. Závislosti úhlového zrychlení, úhlové rychlosti a natočení na zrychlení, rychlosti a posunutí jsou definovány jako.:

$$a = \alpha d = \alpha zm \quad (7)$$

$$v = \omega d = \omega zm = \frac{n zm}{120 \pi} \quad (8)$$

$$s = \varphi d = \varphi zm \quad (9)$$

Základní převod síly v ozubeném hřebeni je ovlivněn rozměry pastorku podle rovnice.:



$$M = \frac{d}{2\eta} F = \frac{zm}{2\eta} F \quad (10)$$

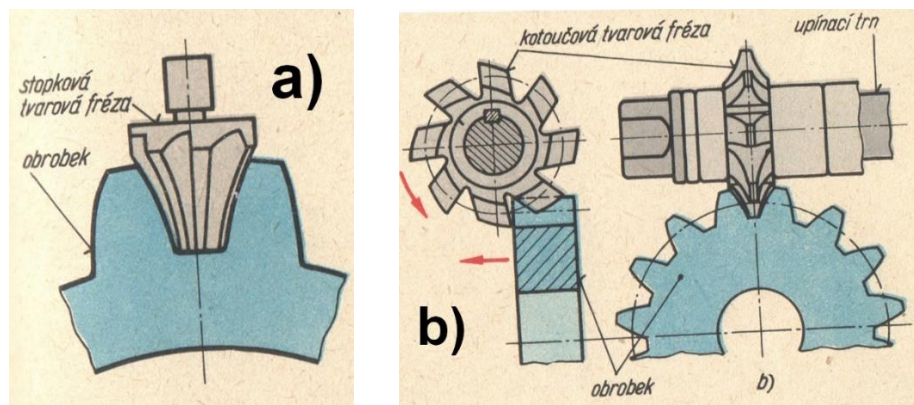
M Moment na ose pastorku [Nm]  
 F Síla na roztečné kružnici [N]

Převod je tedy ovlivněn počtem zubů pastorku a modulem ozubení, potažmo průměrem pastorku.

### 2.3.2 Výroba ozubení

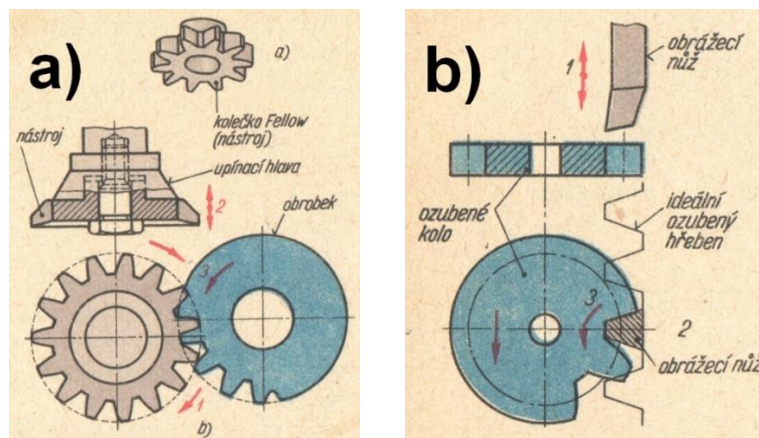
Výroba ozubení může probíhat několika způsoby. Polotovary nebo nepřesná kola lze odlévat, tvářet, slinovat, vstříkovat, tisknout ale přesná kola lze vyrábět pouze obráběním + dokončovací operací.

Nejjednodušším, ale nejméně produktivním způsobem je dělicí způsob. Ozubené kolo je upnuto do dělicího přípravku. Na jedno nastavení dělicího přípravky se frézuje vždy jedna zubová mezera a to buď stopkovou, nebo kotoučovou tvarovou frézou. Fréza má tvar zubové mezery, tedy pro jakýkoliv počet zubů stejného modulu je třeba speciální nástroj. V praxi stačí pro výrobu s dostatečnou přesností pro několik kol s podobným počtem zubů jedna fréza. [8], [15]



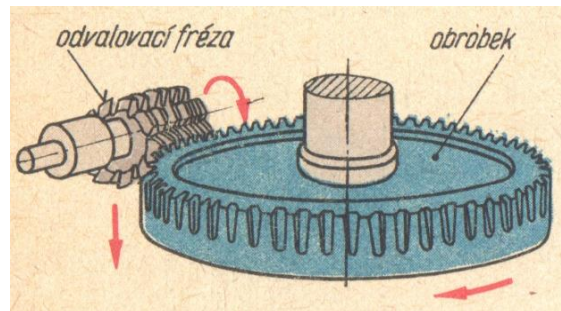
Obr. 22) Frézování dělicím způsobem [15]

Obrázení odvalovacím způsobem je založené na vzájemném odvalování nástroje a obrobku. Obrázení je způsob obrábění, kde hlavní řezný pohyb je přímočarý vratný a koná jej nástroj. Posuv do záběru koná obrobek i nástroj. Jako nástroj se používá buď kotoučový systém Felows, kotouč se pootáčí Obr. 23) a), nebo hřebenový systém Maag, hřeben se posouvá oproti obrobku Obr. 23) b). [8], [15]



Obr. 23) Obrázení ozubení [15]

Odvalovací frézování je nejrozšířenější metoda výroby čelních ozubených kol. Nástrojem je odvalovací fréza, která má tvar evolventního šneku tvořícího s obráběným kolem šroubové soukolí. Fréza se otáčí okolo své osy a zároveň koná řezný pohyb, každou otáčku obráběného kola udělá tolik otáček, kolik má zubů frézované kolo. Protože zuby frézy mají v normálním řezu základní profil, musí být při frézování osa frézy skloněna k ose obráběného kola o úhel stoupání její šroubovice. Při frézování šikmých zubů je třeba sklonit osu frézy o rozdíl úhlů stoupání šroubovic frézy a ozubeného kola. [8]



Obr. 24) Odvalovací frézování [15]

Nekalená a jinak nezpevněná kola se dokončují leštěním jedním nebo více ozubenými koly s tvrzenými boky zubů, které zabírají s leštěným kolem. Při ševingování je materiál odebrán v malých třískách řeznými drážkami na ševingovacím kole, které tvoří spolu s obráběným kolem ozubené soukolí. Kalená nebo jinak zpevněná kola se dokončují broušením dělicím nebo odvalovacím způsobem. Při lapování se mezi dvě zabírající kola nanese lapovací pasta s abrazivem. [8]

Pro dosažení vysoké přesnosti ozubení je nutné dokončovat ozubení až po zpevnění, tedy kalení nebo cementování. Toto se nazývá tvrdé dokončování. K tomu lze použít tři metody, odvalovací broušení, profilové broušení a honování. Tvrdým dokončováním je možno dosáhnout výrazně vyšších přesností díky eliminaci deformací způsobených vnitřním pnutím materiálu. Honování je metoda kde s nástrojem ve tvaru ozubeného kola vytvořeného z plastického pojiva a brusiva, nebo z ocelového ozubeného kola s povrchem obohaceným o štěpiny diamantu. Honováním se nedosahuje takových přesností jako broušením, ale povrch má menší drsnost. [1]

Ozubené hřebeny se vyrábí podobně jako ozubená kola. Zjednodušení výroby je v tom, že hřebeny nemají evolventní drážky, ale lichoběžníkové, tedy i nástroje jsou jednodušší.

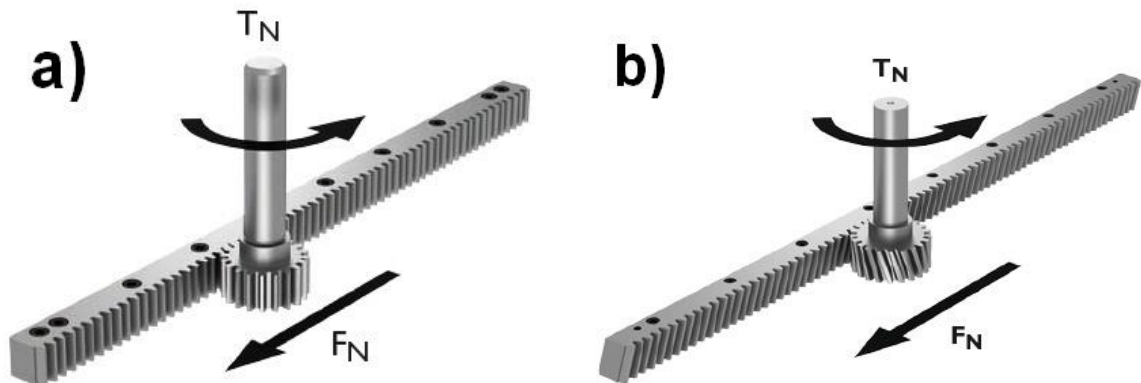
Hřebeny se vyrábí z materiálů C45, 16MnCr5 a bývají povrchově zpevněny, kaleny nebo cementovány.

### 2.3.3 Přímé a šikmé ozubení

U čelních ozubených soukolí s přímými zuby začíná záběr spolu zabírajících boků najednou po celé délce ozubení. Dotyková křivka má tvar úsečky, která je rovnoběžná s osami kol a během záběru se přemísťuje podél boku zubu. U čelních ozubených kol s šikmým ozubením je tento přechod pozvolný, dotyková křivka je úsečka skloněná vůči osám kol, jejíž délka během záběru nejprve spojitě narůstá a poté spojitě klesá. [8]

Protože je záběr plynulý, je možné přenášet vyšší výkony při vyšších obvodových rychlostech a délka záběru je při stejné šířce zubu delší. [8]

Nevýhodou šikmého ozubení je vznik axiální síly. Tato síla musí být eliminována, zpravidla v ložiscích. [8]



Obr. 25) Přímé a šikmé ozubení [17]

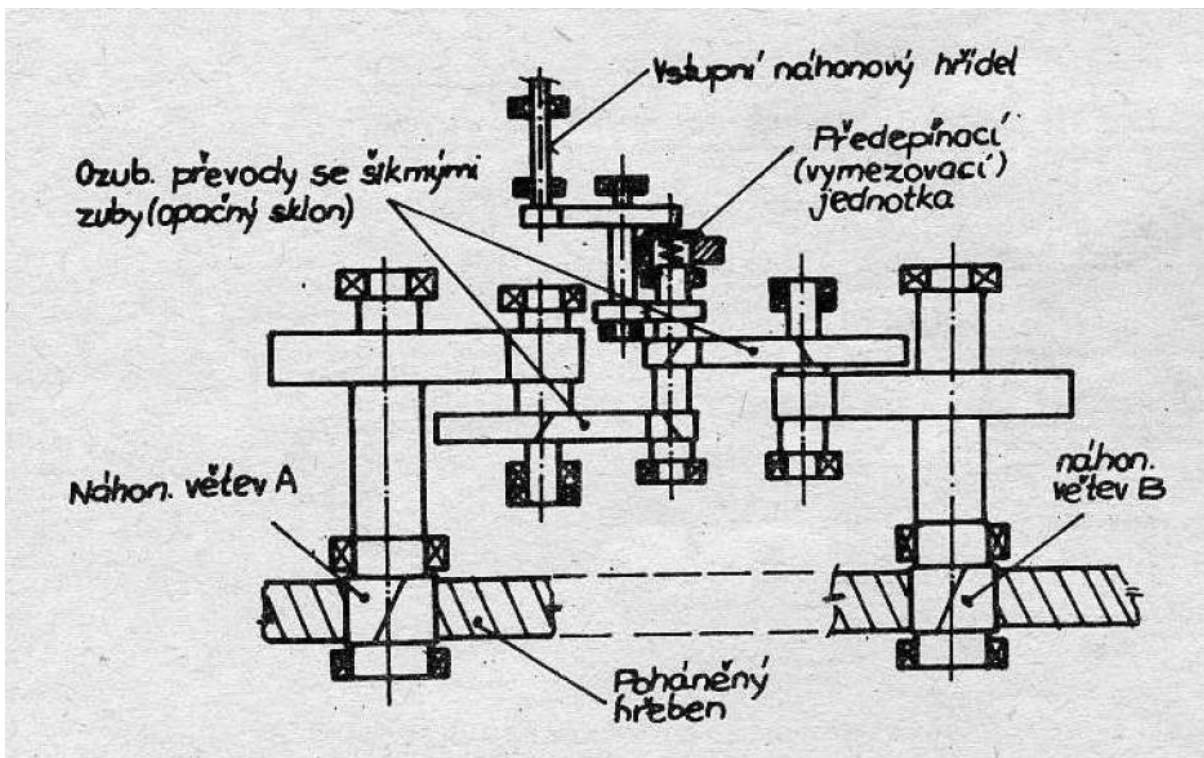
### 2.3.4 Uložení

Hřeben bývá zpravidla upevněn na ložeti stroje. Pastorek na hřídeli motoru, nebo na výstupní hřídeli vložené převodovky. Celý pohon, tedy, pastorek, převodovka i motor jsou umístěny na pohybující se části stroje. V případě kratších posuvů může být toto uspořádání opačně, tedy hřeben je upevněn na pohyblivé části stroje a pohon na stojící. Je nutné zajistit správnou osovou vzdálenost pastorku a hřebene.

### 2.3.5 Vymezení vůle

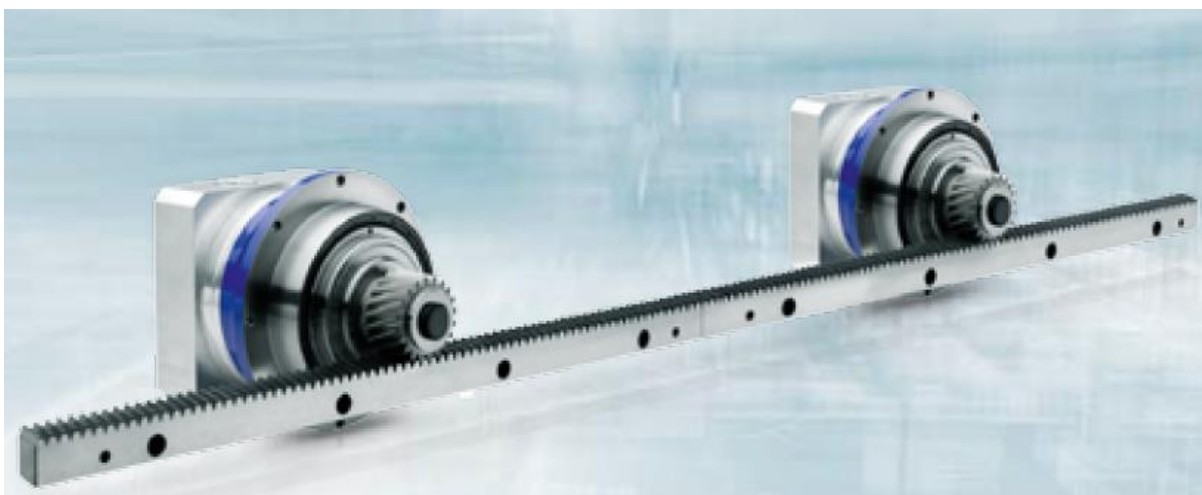
Pro zajištění přesnosti mechanismu s ozubeným hřebenem a pastorkem je třeba vymežit vůle. Vůle může vznikat mezi motorem a pastorkem, například ve vložené převodovce, nebo ve spojení hřídele a pastorku a v kontaktu hřebene a pastorku. Vymezení vůle je možno řešit několika způsoby.

- Metoda děleného pastorku.
  - Dva pastorky jsou na hnací hřídeli pootočené oproti sobě o úhel nutný k vymezení vůle. Pootočený jsou buď pevně mechanicky, nebo pružně, například torzní pružinou, hydraulicky nebo jiným způsobem. Díky tomu, že je pastorek dělený, jedním směrem zabírá vždy jen jedna polovina šířky pastorku. Mechanismus má tedy poloviční únosnost a rychleji se opotřebovává.
- Metoda vzájemně posunutých hřebenů.
  - Tato metoda je podobná jako metoda děleného pastorku, jen posunutý jsou oproti sobě dva hřebeny, do kterých zabírá jeden pastorek. Jsou zde stejné nevýhody jako u první metody a navíc vyšší cena při větších délkách vedení. Tato metoda lze použít, také když je třeba dvou hřebenů vzdálených od sebe, například z důvodů větších rozvorů vedení. Je vhodné použít dva hřebeny se šikmým ozubením, axiální síly se vyrovnají a vymezují vůli. [13]
- Dva rovnoběžné pastorky pootočené oproti sobě mechanicky.
  - Na hřebeni jsou dva pastorky, oba zabírají svojí celou šířkou a jsou mechanicky propojeny a pootočený oproti sobě o úhel (sílu) nutnou k vymezení vůle ve speciální převodovce.



Obr. 26) Dva rovnoběžné pastorky vymezené oproti sobě speciální převodovkou [13]

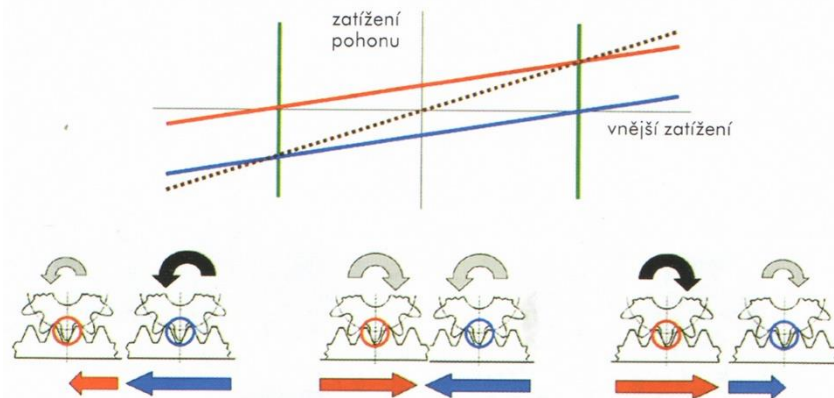
Pastorky zabírají celou šířkou a jsou dva, je tedy teoreticky možné přenášet dvojnásobné síly. Nevýhodou je horší dynamika způsobená setrvačnými hmotami převodovky a celková složitost mechanismu. [13]



Obr. 27) Metoda vymezení vůle Master-Slave

Moderním způsobem vymezení vůlí v pastorcích a hřebenech je metoda Master-Slave, Obr. 27). Metoda funguje podobně jako metoda s dvěma rovnoběžnými pastorky. Rozdíl je v tom, že vymezovací síla není vytvořená mechanicky, ale díky dvojici motorů. Každý motor pohání jeden pastorek a jsou inteligentně řízeny tak, že vymezují vůli. Princip by se dal přirovnat k tomu, že jeden motor přetlačuje druhý, viz Obr. 28). Když jsou momenty obou motorů v rovnováze, mechanismus stojí. Pokud je jeden vyšší, mechanismus zrychluje. Je možné předepínat i oproti vnější síle, například od obrábění, v tom případě je možno využít

pohonu obou motorů ve stejném směru a získáme teoreticky dvojnásobný výkon. Výkon obou motorů lze použít také při rychloposuvech. Záleží jen na elektronickém řízení, jaká síla je v předpětí a za jakých podmínek se využívá. Nevýhodou je nutnost dvou motorů a převodovek, přičemž je možno počítat s tím, že stačí použít dva menší motory, každý přibližně s 60% potřebného celkového výkonu. [1]



Obr. 28) Master-Slave princip [1]

## 2.4 Portálové obráběcí stroje

Portálová koncepce obráběcího stroje vykazuje vyšší tuhosti nežli stojanové a to především díky uzavřenému rámu portálu. Díky symetričnosti portálu se zde také výrazně méně projevují teplotní dilatace. Stroje portálové koncepce se používají pro obrábění složitých tvarových součástí například forem při použití hlav přidávajících další stupně volnosti a velkých obrobků. Portálová koncepce se také používá u přesných měřících strojů.

Dle kinematiky stroje lze rozlišovat tři koncepce, spodní gantry, horní gantry a pevný portál. Tyto tři se liší realizací posuvu v ose X. V případě spodního a horního gantry vykonává posuv v ose X portál, v případě pevného portálu stůl. Kinematika ostatních os se může měnit stroj od stroje, ale posuv v osách Y a Z zpravidla nekoná stůl.

Portálové stroje mohou být osazeny více vřeteníky a to buď pinolovými nebo smykadlovými.

### 2.4.1 Horní Gantry

Koncepce, kde se v ose X pohybuje pouze příčník stroje, tedy horní příčka portálu. Stojany portálu jsou zde nahrazeny loži. Mají podélný tvar, dlouhý v ose X, tvořený monoliticky, jako svarek, odlitek, nebo z jiných materiálů např. polymerbeton, nebo tvořen sloupy a propojen v horní části. Vřeteník bývá smykadlový, nebo smykadlový a pinolový a vykonává pohyb v ose Z a je přestavován po příčnicku v ose Y. Výhodou oproti spodnímu gantry je menší hmotnost pohybujících se hmot za cenu většího množství materiálu na sloupech (loži). Díky tvaru loží je přístup ke stroji shora, zepředu a zezadu. Z boků je stroj krytován. Je možné takovéto frézky zapouštět do země.

### 2.4.2 Spodní Gantry

Celý portál se pohybuje v ose X. Vřeteník bývá umístěn na horní příčce portálu, ale stroj může být osazen i více vřeteníky a to i vodorovnými na sloupech portálu. Příčník se může přestavovat v ose Z po stojanech portálu, nebo může být posuv v ose Z realizován smykadlovým

vřeteníkem, či pinolou, běžná bývá i kombinace těchto způsobů. Ložata po kterých se pohybuje portál, mohou být součástí stolu, nebo samostatně upevněna k podkladu.

### 2.4.3 Pevný portál

V ose X se pohybuje stůl, portál stojí. Tato koncepce je výhodná v případě malých obrobků, tedy se nemusí pohybovat s velkými hmotami. V případě že pohyblivý je pouze stůl a výsuv vřeteníku v ose Z, je možno dosahovat vysoké dynamiky a přesnosti, díky tepelné symetričnosti konstrukce a přesnosti odměřování stolu.



Obr. 29) Koncepce portálových strojů: spodní gantry, pevný portál, horní gantry [18]

### 2.4.4 Parametry os X portálových strojů

Pro další činnost bude nutná znalost základních parametrů os X portálových os známých výrobců.

Tab 3) Parametry os X portálových strojů

Stroj	Koncepce	Délka vedení osy X [m]	Rychlost posuvu [m/min] / zrychlení [m/s <sup>2</sup> ]
TOS FRF	Spodní gantry	3-23	15-30
TOS FRU	Spodní gantry	4-22	15-30
TOS FRP	Pevný portál	5-13,5	15-20
TOS FRUH	Horní gantry	4-40	60
Zimmerman FZ 100	Horní gantry	3-40	60 / 5
Zimmerman FZ 30	Spodní gantry	3-6	20 / 1,5
TRIMILL VF 4545	Horní gantry	4,5	40 / 3
MAS MMC 1500	Pevný portál	1,3	45
Droop+Rein TFS	Pevný portál	4-10	30
Droop+Rein G/GF	Spodní gantry	8-30	20
Droop+Rein FOGS	Horní gantry	2,8-30	40 / 3,2
AXA UPFZ	Spodní gantry	2-10	30
OKUMA MCR	Pevný portál	12	

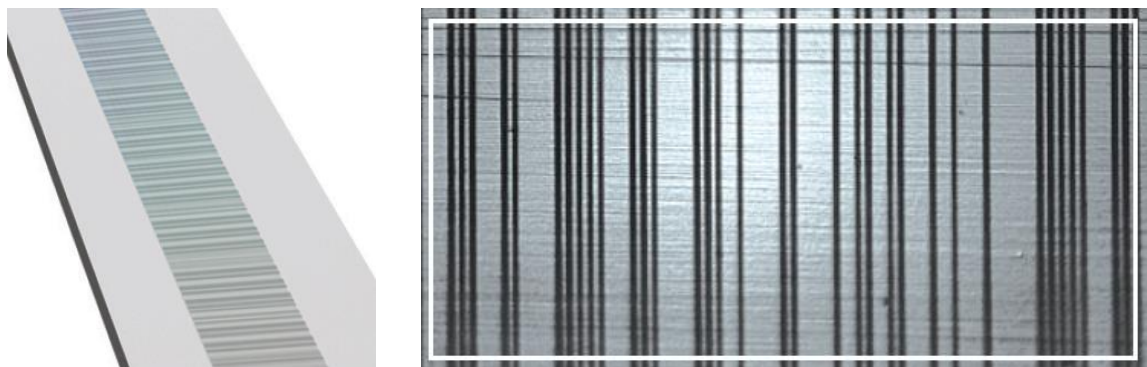
Portálové stroje koncepce horní gantry mají vysoké posuvové rychlosti a zrychlení pravděpodobně způsobené malým množstvím pohyblivých hmot a mívají dlouhé posuvy v ose X. Spodní gantry se používají na podobné délky posuvů ovšem při nižší dynamice. Pevné portály mají spíše menší stroje a stroje s malými obrobky.

## 2.5 Odměrování

Odměrování je nedílnou součástí CNC obráběcích strojů. Pro použití číslicového řízení je nutné znát polohu nástroje v souřadném systému stroje. Čím přesněji je tato poloha známá, tím přesněji jsme schopni obrábět.

Prvním a základním rozdělením odměrování je na přímé a nepřímé. Nepřímé odměrování neodměřuje přímo pohybující se část obráběcího stroje, ale například úhel natočení motoru, tedy mezi částí stroje a odměrováním je mechanismus, který může být potenciálním zdrojem nepřesností. Proto se tento typ odměrování používá pouze u méně přesných zařízení, nebo při krátkých zdvizech. Výhodou je, že je to řešení jednoduché, častokrát stačí pouze odměrování zabudované v motoru. Přímé odměrování měří přímo polohu sledované části. Tím jsou eliminovány nepřesnosti v mechanismu a teplotní dilatace například v kuličkovém šroubu. Toto řešení je dražší, ale dosahuje řádově vyšších přesností. [19]

Další možné rozdělení je na odměrování inkrementální a absolutní. Inkrementální odměrování přičítá a odečítá impulzy k počáteční poloze, ale počáteční polohu neumí sám zjistit. Ke zjištění počáteční polohy musí být použito jiné čidlo nebo pevný doraz. Absolutní odměrování i při zapnutí stroje ví, v jaké poloze se nachází. Je to dáno unikátní kombinací signálů v každém bodě (Obr. 30). Absolutní odměrování je výrazně dražší, ale ušetří se najíždění na referenční polohy při zapnutí programů. [19]



Obr. 30) Absolutní lineární optické odměrování Renishaw [20]

Podle fyzikálního principu dělíme odměrování na indukční, magnetická, optická, mohla by být i laserová. Musí být vyrobené z materiálů odolných proti teplotním dilatacím, kalibrované v pravidelných časových intervalech a zajištěna čistota a ochrana proti mechanickému poškození, vibracím stroje a podobným vlivům. Podle kinematiky se dělí na rotační a translační. V obráběcích strojích se často používá i zdvojení odměrování, například odměrování na motoru a lineární pravítko. [19]

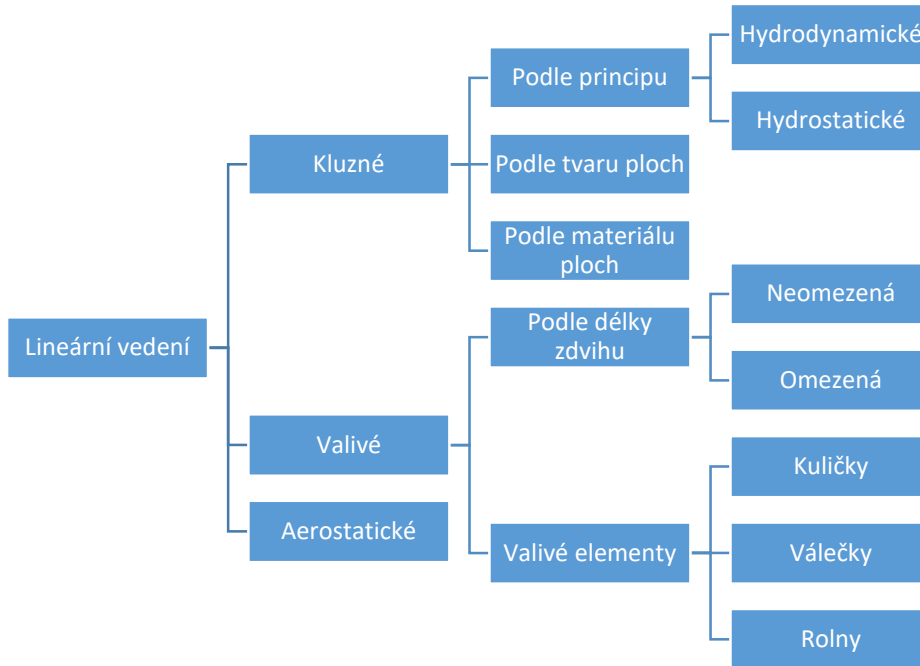
Spolu s odměrováním se používají kompenzace v řídicím systému. Geometrie stroje, například kolmosti os, zvlnění os, nebo jiné nelze poznat z odměrování, proto by se měl obráběcí stroj v určitých časových intervalech kontrolovat a kompenzovat. Pro takováto měření se používají zařízení jako laser interferometry, ballbary, laser tracery a trackery. Výstupem z měření jsou hodnoty, které se zapíší do řídicího systému stroje a tím se kompenzují nedokonalosti konstrukce. Je možné také kompenzovat teplotní dilatace v závislosti na teplotě určitých uzlů stroje.

## 2.6 Lineární vedení

Vedení je soustava ploch, na nichž se stýká nepohyblivá část stroje s pohyblivou.

Vedení slouží k definování pohybu posouvajících se částí lineárních posuvových soustav. Požadavky na vedení jsou vysoká tuhost, přímost, nízké opotřebení a snadné vymezení vůle vzniklé opotřebením a hladký pohyb bez trhání.

Rozdělení lineárních vedení je znázorněno na Obr. 31).



Obr. 31) Rozdělení lineárních vedení

Hydrodynamická vedení fungují na principu dvou ploch klouzajících po sobě. Tyto plochy musí mít co nejvyšší tuhost, odolnost vůči opotřebení a vhodnou drsnost. Zpravidla se volí uložení tak, že jedna plocha je tvrdší nežli druhá, tím se zamezuje zadírání. Moderním materiálem vodících ploch jsou plastické materiály například turcite nebo iglidur. Snížení tření je zajištěno vhodným povrchem vodících ploch, nejlépe broušené a zaškrabané. Je nutné zajistit dostatečné mazání. Mezi nevýhody hydrodynamických vedení patří vysoké koeficienty tření a trhavý pohyb při nízkých rychlostech způsobený přechody ze statického na dynamické tření.

Hydrostatická vedení fungují bez dotyku vodících ploch, pohyblivá část je nadnášena na polštářích tlakové kapaliny. Dosahuje výrazně nižších tření a pravidelnějšího chodu, ovšem je nutné přivádět tlakovou kapalinu a utěsnit kapsy proti úniku kapaliny. Dosahují vysoké účinnosti, ale řešení je drahé.

Valivá vedení se začala používat kvůli požadavku na plynulý pohyb a co nejnižší hodnoty tření. Dříve bylo pouze v nejpřesnějších strojích, dnes je u téměř všech CNC obráběcích strojů. Dosahují nízkých hodnot opotřebení, tření, hladkého pohybu a lepší dynamiky. Nevýhodou jsou nižší tlumící schopnosti

Podle valivých elementů lze ovlivňovat tuhost vedení. Nejvyšší tuhosti a únosnosti je dosaženo pomocí valivých elementů s čárovým stykem. Ale nedosahují rychlostí jako valivé elementy s bodovým stykem.



Nejběžněji používaná vedení jsou valivá s nekonečným oběhem valivých elementů ve vozíku.

## 2.7 Motory

Motory jsou zařízení, která přeměňují elektrickou energii na mechanickou.

Motory se dělí podle druhu přeměňované elektrické energie na stejnosměrné a střídavé. Motory se střídavým napájením se poté mohou dělit podle počtu fází na jednofázové a třífázové. Podle principu činnosti na asynchronní a synchronní. [29]

### 2.7.1 Asynchronní motory

Jsou motory, které pracují na principu elektromagnetické indukce, a je možné u nich nalézt skluz. Skluz je rozdíl otáček magnetického pole statoru a otáček rotoru. Je to nejrozšířenější elektrický stroj díky vysoké jednoduchosti, snadné údržbě a spolehlivosti. [29]

Motor funguje na principu vytváření statorového točivého magnetického pole, které časovou změnou indukuje ve vinutí rotoru napětí a proud. Tento rotorový proud vytváří magnetické pole, které působí na magnetické pole statoru tak, že se oproti sobě začnou otáčet. Rotor nikdy nedosáhne otáček točivého magnetického pole, protože v tomto případě by se přestal v rotoru indukovat proud a tedy by se přestal točit. [29]

Stator asynchronních motorů je tvořen vinutím, kterým prochází proud. Rotory mohou být nakrátko (s klecí) a kroužkové (s vinutým rotorem). [29]

Synchronní otáčky asynchronních motorů je možné vyjádřit jako poměr napájecí frekvence a počtu pólů. Skutečné otáčky jsou poté menší o skluz. Asynchronní motory je možné řídit změnou napájecí frekvence pomocí frekvenčních měničů.

### 2.7.2 Synchronní motory

Synchronní motor je elektrický stroj, u nějž existuje shoda mezi otáčkami magnetického pole statoru a otáčkami rotoru. [29]

Stator synchronního motoru je stejný jako u motoru asynchronního, tedy je tvořen vinutím. Vinutí průchodem proudu vytváří točivé magnetické pole. Rotor synchronního stroje je napájen stejnosměrným napájením (buzen). A tím si vytváří stálé magnetické pole se stejnou rychlostí otáčení jako magnetické pole statoru. Jednoduchý synchronní motor se běžně nedokáže sám roztočit, musí být roztočen na synchronní otáčky, které poté udržuje. Rozbíhat synchronní motory lze několika způsoby momentálně nejčastěji kmitočtovým rozběhem. Kmitočtový rozběh vychází z toho, že při nízkých kmitočtech je motor schopen se vtáhnout do synchronního režimu a při zvyšování kmitočtu zvyšuje svoje otáčky. Při překročení maximálního momentu vypadne ze synchronismu a zastaví se. [29]

Řízení otáček je možné stejně jako u asynchronních motorů frekvenčním měničem.

### 2.7.3 Stejnosměrné motory

Historicky nejstarší motory. V dnešní době převážně nahrazeny střídavými motory. V minulosti před příchodem frekvenčních měničů byly preferované kvůli snadnému řízení pouhou změnou napájecího napětí.



### 3 STANOVENÍ HRANICE, KDY JE PO TECHNICKÉ A EKONOMICKÉ STRÁNCE VÝHODNÉ VYUŽITÍ POHONU OSY X POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE

Úkolem této kapitoly bude vymezit, v jakém případě je výhodné po technické stránce, použít pro pohon osy X portálového obráběcího stroje dvojice pastorek a hřeben. Výrobce obráběcích strojů Zimmerman na toto téma říká:

*Our milling solutions make use of the optimum drive for the machine concept in question. The extremely dynamic and particularly low-maintenance rack-and-pinion drive provides excellent performance at a reasonable cost. All imaginable axis lengths are possible and cover an extremely wide range of applications. The classic among the drive designs is the ball screw drive. It is characterized by its high precision, low cost and outstanding economic efficiency. The linear motor is the ideal solution for applications involving largely stationary masses. [24]*

Zjednodušeně přeloženo: Naše řešení v oblasti frézování obsahují optimální pohony. Extrémně dynamický a bezúdržbový hřeben s pastorkem zajišťuje excelentní výkon za slušnou cenu. Je možné jej realizovat v libovolných délkách a pokrývá širokou škálu aplikací. Klasikou mezi pohony je pohon s kuličkovým šroubem. Je charakteristický vysokou přesností, nízkou cenou a mimořádnou ekonomickou efektivitou. Lineární motory jsou ideálním řešením pro aplikace obsahující převážně nepohyblivé hmoty. [24]

#### 3.1 Možnosti pohonu dlouhých lineárních os portálových strojů

Pro pohon osy X portálových strojů připadají v úvahu z hlediska přesnosti a tuhosti 3, potažmo 4 způsoby řešení. Pohon pomocí hřebene a pastorku, lineárního motoru a kuličkového šroubu. Kuličkový šroub má navíc dvě možnosti a to buď s rotující maticí, nebo rotujícím šroubem. Lineární motory v této kapitole rozebírány nebudou, z důvodu nevhodnosti pro tuto aplikaci. Budu tedy srovnávat verze kuličkový šroub s rotujícím šroubem, kuličkový šroub s rotující maticí a ozubený hřeben a pastorek. V případě hřebene a pastorku se bude jednat o řešení s vymezením vůlí pomocí systému master-slave.

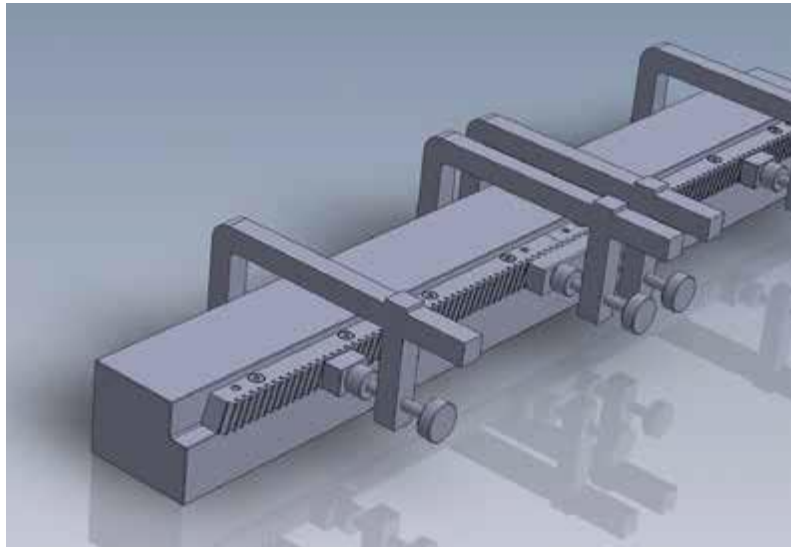
Budou rozebrány parametry pohonů lineárních os v závislosti na délce osy:

- Realizovatelnost - schopnost realizovat různé délky osy
- Dynamika a kinematika - pohyblivé hmoty a mezní otáčky
- Tuhost - deformace způsobená zatížením osy
- Přesnost - přesnost polohování a plynulost pohybu
- Teplota - vliv teploty na přesnost mechanismu
- Cena

## 3.2 Realizovatelnost

### 3.2.1 Realizovatelnost hřebenových pohonů

Osu hnanou hřebenem a pastorkem lze realizovat v neomezené délce, díky modularitě hřebenů. Hřebeny se vyrábějí v omezených délkách, zpravidla v délkových řadách přibližně 0,5m-3m délky. Hřebeny se připevňují pomocí šroubů na lože stroje.



Obr. 32) Montáž více hřebenů v řadě [21]

Je možné upevnit více hřebenů za sebou, používá se pro to přípravek dle Obr. 32). Je to vlastně hřeben s inverzním ozubením nežli má připevňovaný hřeben. Tím je hřeben přichycen k loži a zajištěn šrouby. Díky tomu je mezi dvěma hřebeny vymezena zubová mezera o správných rozměrech. Hřeben vždy končí i začíná poloviční zubovou mezerou.

### 3.2.2 Realizovatelnost kuličkových šroubů

Výrobci kuličkových šroubů definují, že kuličky v matici nesmí být zatíženy radiálně, pouze axiálně. Radiální síla může být vytvořena vzpěrem šroubu nebo průhybem od tíhové síly. Mezní zatížení šroubu v ose je určeno vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele jako:

$$F_{(a)max} = \frac{1}{3} * \frac{500\pi^3 d_0^4}{f_v L_8^2} [5] \quad (11)$$

$F_{(a)max}$	Maximální axiální zatížení
$d_0$	Jmenovitý průměr šroubu
$f_v$	Součinitel dle uložení hřídele
$L_8$	Vzdálenost uložení hřídele

Závislost průměru šroubu na přenášené síle je ovlivněna délkou mezi uložení šroubu a součinitelem uložení hřídele. Délka hřídele nelze měnit, ta je určena požadavky stroje, v kterém je šroub umístěn, proto je možné buď měnit vzdálenost uložení hřídele. Tedy přidat podpěru šroubu a tím snížit hodnotu  $L_8$  (kap.2.2.7). Druhou možností je změnit uložení šroubu (kap.2.2.5). U řešení s rotující maticí je možno tímto způsobem dosáhnout vysokých délek.

Rotující šrouby nelze efektivně podepírat, tedy hranice použití rotujícího šroubu je omezena vzpěrnou stabilitou a deformací od hmotnosti.

### 3.2.3 Technologie výroby dlouhých šroubů

Závit kuličkového šroubu je nutno okružovat nebo brousit na jedno upnutí pro dosažení dostatečné přesnosti. Proto je délka šroubu omezena rozměry stroje. Většina výrobců vyrábí šrouby do 10-12 metrů délky podle strojového vybavení.

Firma Barnes Industries vyrobila šroub délky 56feet (17metrů) o průměru 4inch (102cm). Šroub je koncepce rotující matice a byl určen pro pohon horizontální frézky Giddings & Lewis, jako náhrada za ozubený hřeben, ve které funguje od roku 1998. Šroub je vytvořený ze dvou šroubů o délkách 40feet (12.2metrů) a 17feet (5.2metrů) a spojen speciální technologií. Firma tvrdí, že je možno vyrobit šrouby až do délky 70feet (21,3metrů). [22]

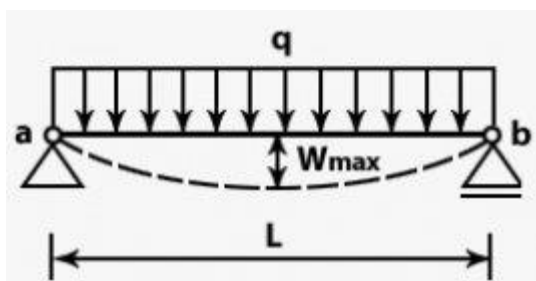
Problém ve spojení může být pevnost a únosnost. Nebo změna tuhosti v okolí spoje. Také je problém správně navázat šroubovice k sobě.

Lze tedy vyrobit šrouby přes 20 metrů dlouhé, otázkou je, zdali je to rentabilní, zdali není výhodnější použít ozubeného hřebene. Popřípadě zdali nedosáhne dvojice hřeben a pastorek lepších výsledků.

### 3.2.4 Průhyb šroubů od tíhové síly

Deformace hřídele způsobená vlastní hmotností hřídele bývá zpravidla zanedbatelná, až při větších délkách hřídelů nabývá na důležitosti. Průhyb hřídele způsobuje zatížení matice šroubu v radiálním směru a vznik krouživého kmitání.

Průhyb byl řešen jako průhyb prutu dle Obr. 33) tedy prutu staticky určitého vázaného rotační a translační vazbou na koncích pro zjednodušení výpočtu. Analogií tohoto uspořádání by byl šroub uložený v toroidních ložiscích. Toto uložení v oblasti kuličkových šroubů nebývá využito, ale pro výpočet je řádově jednodušší. Tvar průhybu reálného uložení kuličkového šroubu je na Obr. 19).



Obr. 33) Staticky určitý prut [6]

Výpočet probíhal celý analyticky z důvodu nutné parametrizace. Prvním krokem bylo uvolnění prutu a určení výsledných vnitřních účinků. Výsledkem byl ohybový moment závislý na vzdálenosti od bodu a v Obr. 33):

$$x \in \langle 0, L \rangle \quad M_o(x) = \frac{f_g}{2} x - \frac{f_g}{2} x^2 \quad (12)$$

- $M_o(x)$  Ohybový moment [Nm]
- $f_g(q)$  Tíhové zatížení [N/m]
- $x$  Parametr vzdálenosti od a [m]
- $L$  Délka prutu [m]

Dále bylo řešeno pomocí postupu řešení rovnicí průhybové čáry. Tímto vyšla závislost deformace  $w(x)$ :

$$x \in \langle 0, L \rangle \quad w(x) = \frac{1}{EJ} \left( \frac{f_g L}{12} x^3 - \frac{f_g}{24} x^3 - \frac{f_g L^3}{24} x \right) \quad (13)$$

w(x) Deformace [m]

Maximální hodnota průhybu je v polovině prutu (L/2). Tato skutečnost byla ověřena pomocí derivace w'(x). Velikost maximální deformace je tedy z rovnice:

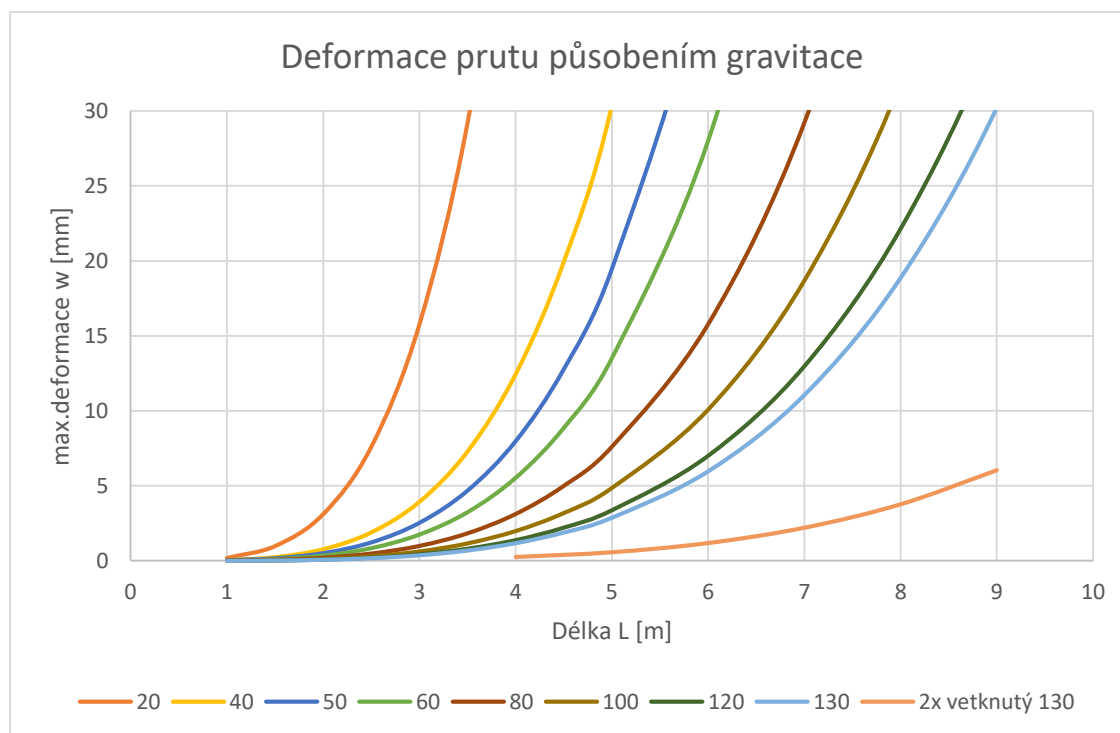
$$w_{max} = -\frac{1}{EJ} \frac{5}{384} f_g L^4 \quad (14)$$

Grafické zobrazení této závislosti je v Obr. 34). Výsledky byly ověřeny pomocí webu E-konstruktér [6].

Pomocí výpočtů na webu E-konstruktér [6] bylo ověřeno, že růst deformace je podobný i při oboustranně vetknutém nosníku, pouze je posunutý do větších délek prutu. Tedy je možno dosáhnout větších délek prutů při nižší deformaci.

Tab 4) Závislost deformace prutu o průměru 130mm na uložení a délce

Délka prutu [m]	Statically určitý [mm]	Oboustranně vetknutý [mm]
4	1,17	0,26
5	2,88	0,58
6	5,97	1,19
7	11,06	2,21
8	18,87	3,78
9	30,23	6,05

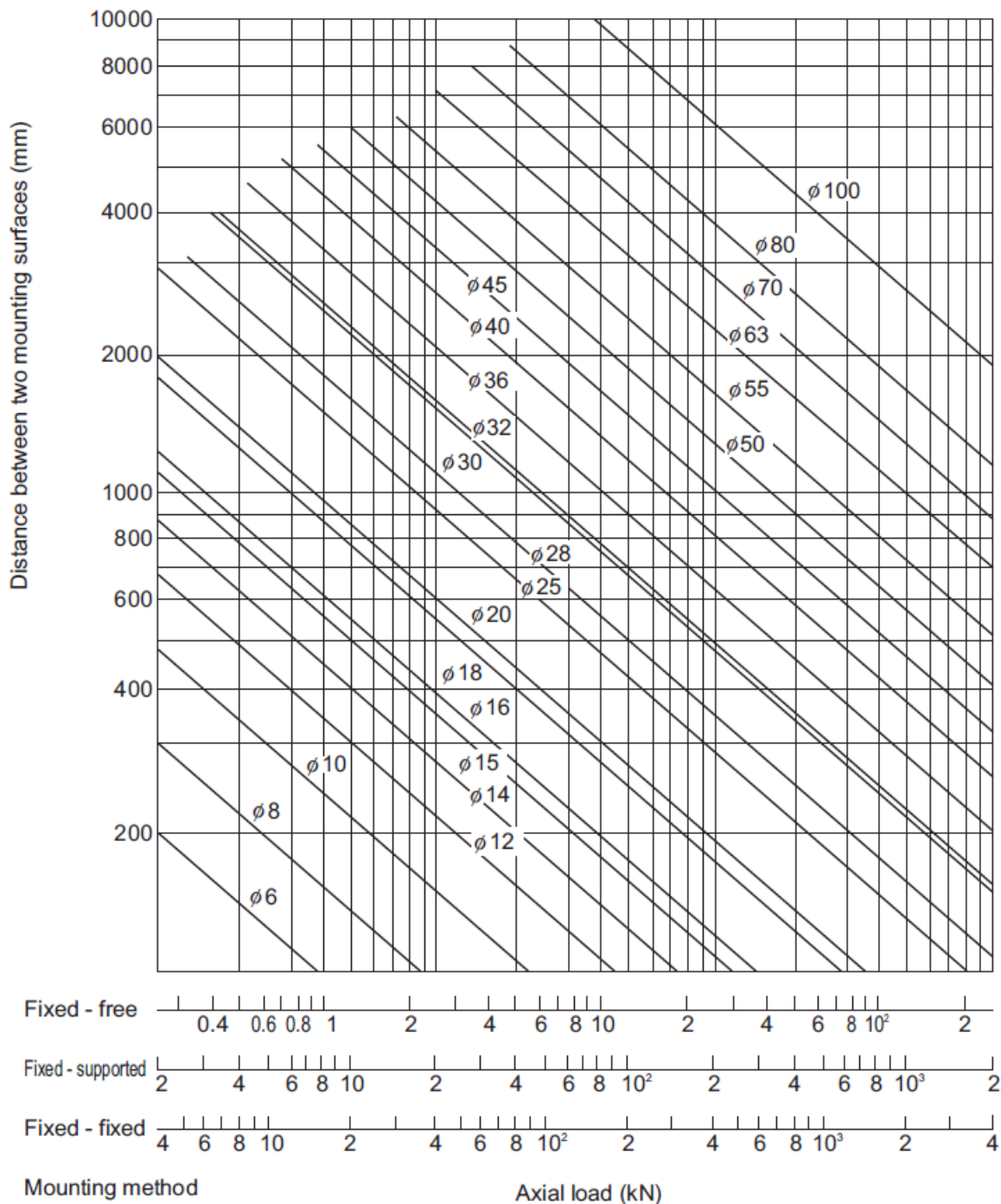


Obr. 34) Deformace prutu působením gravitace

Na základě zkušeností z technické praxe je možné prohlásit, že dovolený průhyb hřídele šroubu je 5mm. V případě oboustranně vetknutých šroubů je tedy možno použít šrouby do délek 8,5m. Jednostranně vetknutých a jednostranně podepřených přibližně do délky 5,5m.

### 3.2.5 Vzpěrná stabilita šroubů

Vzpěrná stabilita kuličkových šroubů vychází z rovnice vzpěrné stability a mezní tlakového a tahového napětí. Závislost maximální axiální síly na délce šroubu je znázorněna na Obr. 35).



Obr. 35) Vzpěrná stabilita kuličkových šroubů

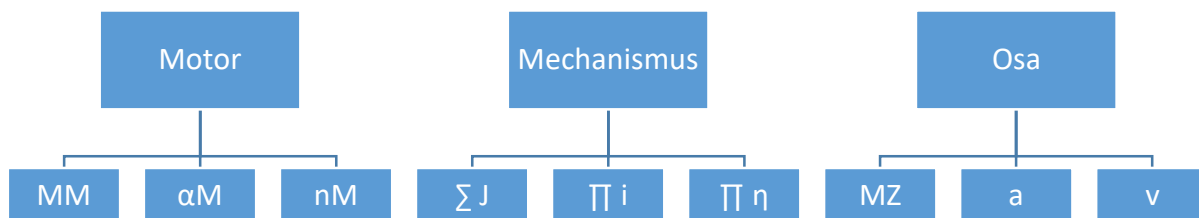
Z grafu plyne, že je možno dosahovat i vyšších axiálních sil na dlouhých šroubech, za cenu velkého průměru šroubu, ale pokles s délkou je exponenciální.

### 3.2.6 Zhodnocení realizovatelnosti

Ozubené hřebeny mohou pohánět osy téměř neomezených délek. Kuličkové šrouby s rotující maticí díky důmyslným způsobům výroby, uložení a podepírání mohou dosahovat délek 20-25m. Omezení bych viděl ve způsobu výroby, přepravy a náročnosti tohoto řešení. Většina výrobců takto dlouhé šrouby nevyrobí a lze to s obtížemi. To ovlivní cenu. Kuličkové šrouby s rotujícím šroubem mohou dosahovat délek přibližně 8,5m, ale technicky a ekonomicky nebudou rentabilní z důvodu nutnosti velkých průměrů šroubů.

### 3.3 Kinematika a dynamika

Vliv na kinematické a dynamické parametry lineárního pohonu mají převod, účinnost a setrvačné hmoty mechanismu. Vstupem jsou moment, otáčky a zrychlení motoru, výstupem rychlost, zrychlení a zátěžná síla lineární osy (Obr. 36).



Obr. 36) Schematické znázornění pohonu osy

#### 3.3.1 Dynamika pohonu

Dynamika pohonu bude řešena pomocí metody redukce. Ta vychází z rovnice:

$$M_M = J_{RED} \alpha_M + M_{odp} \quad [1] \quad (15)$$

$M_M$	Moment motoru
$J_{RED}$	Redukovaný moment setrvačnosti
$\alpha_M$	Zrychlení motoru
$M_{odp}$	Odporový moment

Princip spočívá v redukování všech zrychlení a setrvačností v mechanismu na zrychlení motoru a redukováný moment setrvačnosti. Přepočtu momentů setrvačnosti součástí pohybujících se jinými rychlostmi nežli hřídel motoru. Vhodné je použít převod i značící změnu rychlosti a změnu momentu v přímé úměře. Pokud je v mechanismu převodů více, násobí se. Setrvačnost hmot pohybujících se lineárně je hmotnost tělesa. Obecná rovnice momentu setrvačnosti tělesa je pro spojitě rozloženou hmotu:

$$J = \int_0^M r^2 dm \quad (16)$$

Moment setrvačnosti roste s druhou mocninou vzdálenosti hmoty od osy. Menší hmotnost na delším rameni má vyšší moment setrvačnosti. Momenty setrvačnosti nejčastěji používaných tvarů součástí v pohonech jsou plné válce  $J_V$  a mezikruží  $J_{me}$ :



$$J_V = \frac{1}{2} m r^2 = \frac{1}{2} \rho \pi l r^4 \quad (17)$$

$$J_{me} = \frac{1}{2} m (r_2^2 + r_1^2) \quad (18)$$

Pastorek ozubeného hřebene je co nejmenšího průměru z důvodů vyšších možných zrychlení, sil na výstupu a menší vůli v mechanismu. Setrvačnost hřebenových převodů je tedy zanedbatelná. Jediným možným zdrojem setrvačnosti může být vložená převodovka nebo hřídel motoru.

Setrvačnost matice kuličkového šroubu s rotující maticí roste s druhou mocninou průměru šroubu. V minulé kapitole bylo ukázáno, že delší šrouby mají větší průměry a tedy i vyšší setrvačnost matice. Další rotující hmotou v pohonu je převod momentu na osu matice pomocí ozubených kol nebo řemenů. V mechanismu může být kromě převodu předřazena i převodovka. V poměru k posouváním hmotám v portálových strojích bude ale i velká matice mít zanedbatelný moment setrvačnosti.

Velkou setrvačnost může mít šroub. Jeho setrvačnost roste přímo úměrně s délkou a v minulé kapitole byla znázorněna nutnost větších průměrů šroubů. S vyšším poloměrem šroubu roste setrvačnost s čtvrtou mocninou. Setrvačnost šroubu o průměru 130 milimetrů a délce 6 metrů redukována na hřídel motoru by vyšla po dosazení do rovnice momentu setrvačnosti válce:

$$J_V = \frac{1}{2} \rho_{fe} \pi l r^4 = \frac{1}{2} * 7850 \frac{kg}{m^3} * \pi * 6 * \left( \frac{130mm}{2 * 1000} \right)^4 = 1,32 kgm^2 \quad (19)$$

Pro srovnání je to podobný moment setrvačnosti redukovány na hřídel motoru, jaký má hmota 20 tun rozhýbávaná takovýmto šroubem se stoupáním 50mm/ot. Motor by musel mít krouticí moment 414,9Nm pouze na roztočení tohoto šroubu se zrychlením 1m/s<sup>2</sup> bez započítání účinnosti a ztrát.

### 3.3.2 Mezní otáčky

Šroubový převod je oproti pastorku a hřebeni převodovaný do pomalé rychlosti. Jedna otáčka šroubu odpovídá stoupání šroubu, maximálně okolo 50mm (Obr. 37). Otáčka pastorku odpovídá obvodu pastorku. Vhodné je používat menších průměrů pastorků z důvodů nižších setrvačných hmot a menší vůle v převodu. 50 mm na otáčku odpovídá pastorku o poloměru 8mm, což je pastorek s modulem menším než 1 (velmi malý). Při modulu 1,5 má pastorek s počtem zubů 16 poloměr přibližně 12mm.

$d_0 \backslash P_h$	5	6	10	12	15	16	20	25	30	32	40	50
20	6											
25	6		4				2					
32	6		6				3	2				
40	6	6	5	5	5	5	4	3	3		2	
50	6	6	6	6	5	5	5	4	3		3	2
63	6		6	6	6	6	6	5	4		3	3
80			8	6	6	6	7	7	6	5	4	3
100			8	6	6	6	7	7	6	5	4	3
120							7	7	6	5	4	3

Obr. 37) Nabídka průměrů a stoupání kuličkových šroubů Shuton

Z toho plyne, že pro posuvy větších rychlostí při použití kuličkových šroubů je nutné otáčet šroubem většími otáčkami. Z rešerše portálových center Tab 3) plyne, že minimální posuvové rychlosti portálových strojů bývají 15-20m/min. Při rychlosti 15m/min jsou otáčky šroubu:

$$n_s = \frac{v}{P} = \frac{15m * 1000}{50mm} = 300 \frac{ot}{min} \quad (20)$$

Výrobci kuličkových šroubů uvádějí mezní otáčky pomocí grafů Obr. 16). Nebo pomocí výpočtových vztahů. KSK Kuřim uvádí vztah:

$$n_{max} = 0,8 * \frac{1 * 10^7 * f_n * d_0}{L_g^2} \quad (21)$$

$f_n$  Koeficient uložení šroubu

Koeficient  $f_n$  nabývá nejvyšší hodnoty pro oboustranně radiálně-axiálně uložený šroub a to hodnoty 22. Když dosadíme za  $n_{max}$  otáčky z předešlého vztahu a průměr šroubu 125mm (maximální průměr vyráběný v KSK Kuřim) vyjde nám délka mezi ložisky šroubu:

$$L_g = \sqrt{0,8 * \frac{f_n * d_0 * 10^7}{n_{max}}} = \sqrt{0,8 * \frac{22 * 125mm * 10^7}{300}} = 8,5m \quad (22)$$

Vzorec ovšem určuje pouze mezní otáčky z krouživého kmitání šroubů. Vzhledem k výsledkům z minulé kapitoly předpokládám, že průhybová deformace způsobená tíhou šroubu rozkmitá šroub i při nižších otáčkách, s čímž vzorec nemusí počítat a na matici a ložiska bude vyvíjen velký tlak.

Mezní otáčky řešení s rotující maticí jsou omezeny pouze mezními otáčkami ložisek na matici. Tato ložiska mají velký průměr a od toho jsou odvislé mezní otáčky. Další parametr omezující otáčky je převod kuliček. Čím hladší převod, tím vyšších rychlostí lze dosahovat.

Mezní otáčky pastorků ozubených hřebenů jsou definovány ložisky na hřidelu pastorku a konstrukcí předřazené převodovky, nebo pohonu. Obecně mohou dosahovat vysokých rychlostí.

### 3.3.3 Tuhost a deformace

Tuhost ozubeného hřebene je paralelním součtem tuhostí ozubení pastorku a tuhosti lože, na kterém je hřeben upevněn:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_p} + \frac{1}{K_L} \quad (23)$$

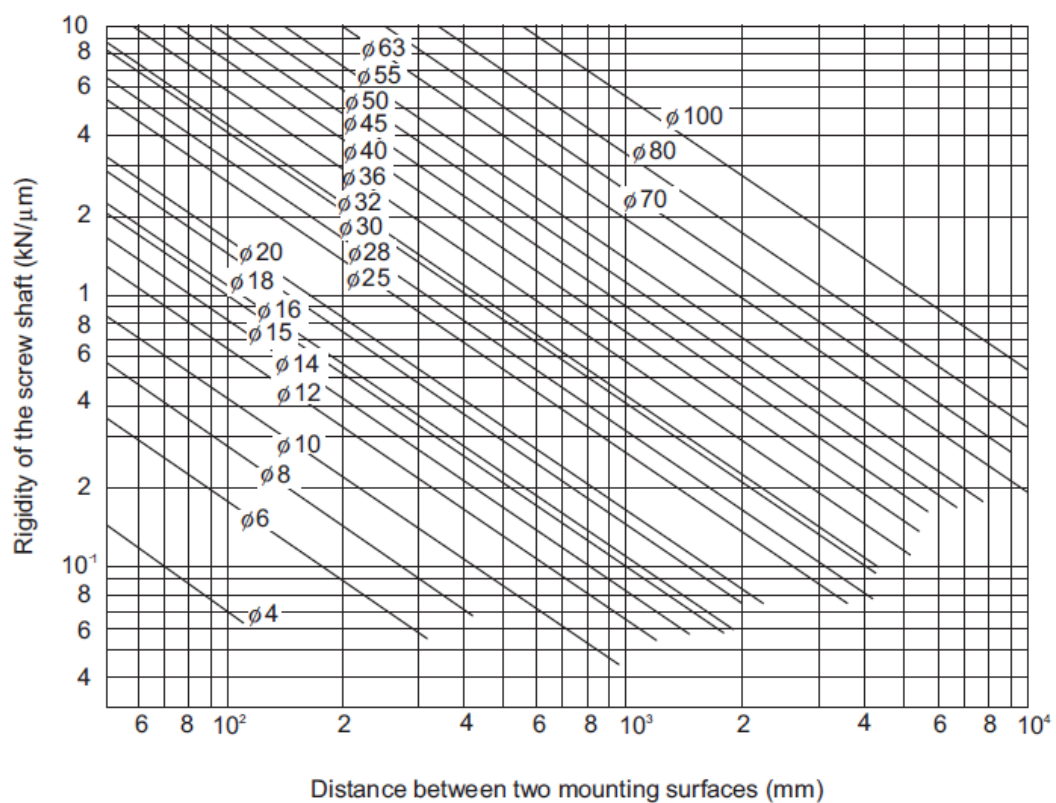
Tuhost pastorku je dána modulem ozubení, počtem zubů, potažmo průměrem pastorku, korekcemi ozubení a šířkou zubu. Velikost pastorku tuhost snižuje, a větší šířka tuhost zvyšuje. Tuhost lože klesá s délkou, ale je to pokles zanedbatelný.

Tuhost kuličkových šroubů je definována podle katalogu THK jako:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_H} \quad (24)$$

- $K_S$  Tuhost hřídele šroubu
- $K_N$  Tuhost v matici
- $K_B$  Tuhost ložisek
- $K_H$  Tuhost uložení matice a ložisek

Tuhosti matice, ložisek a uložení nejsou závislé na délce šroubu. Tuhost šroubu je závislá na délce šroubu podle Obr. 38). Na obrázku je znázorněna závislost tuhosti šroubu na délce šroubu pro uložení oboustranně vetknuté. Z grafu je vidět, že s délkou šroubu klesá tuhost šroubu exponenciálně.



Obr. 38) Závislost tuhosti šroubu na délce šroubu [23]

Ostatní tuhosti jsou nezávislé na délce osy. Tuhost matice je dána z větší části předpětím matice.

### 3.4 Přesnost

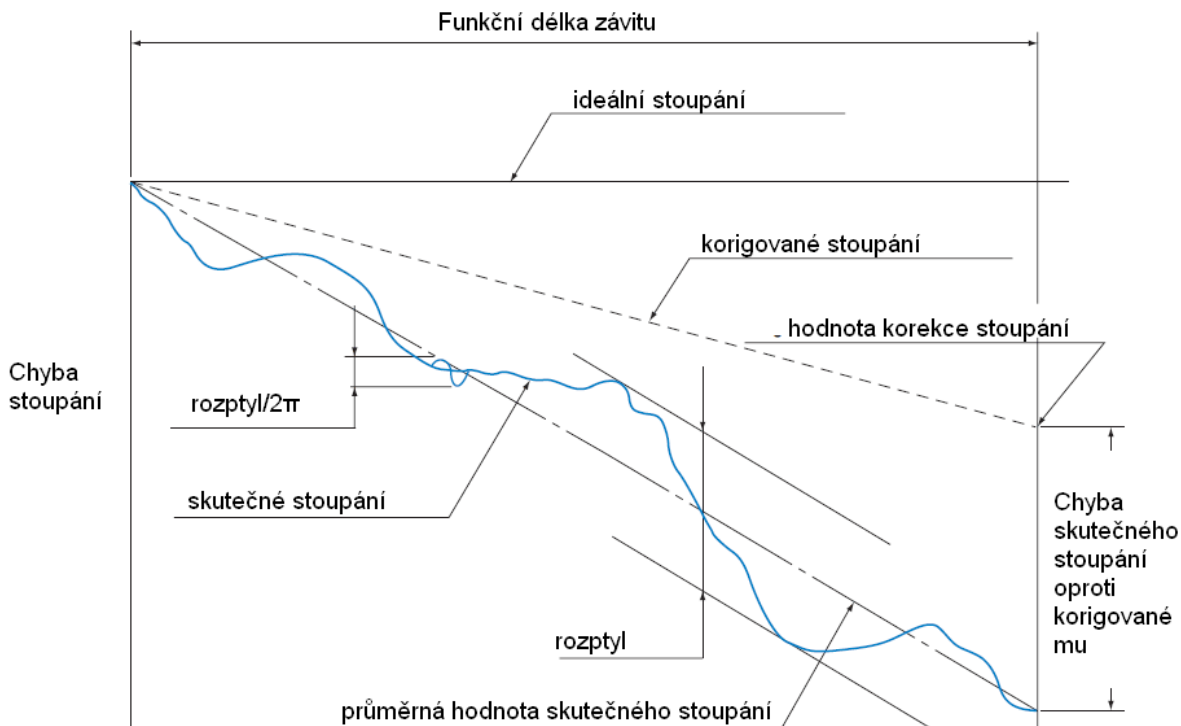
#### 3.4.1 Přesnost kuličkových šroubů

Přesnost kuličkového šroubu klesá s délkou šroubu. Na Obr. 39) je znázorněna závislost chyby stoupání na délce kuličkového šroubu. Modrá čára skutečného stoupání značí chyby stoupání naměřené na skutečném šroubu. Průměrná hodnota skutečného stoupání je přímka vytvořená metodou nejmenších čtverců z naměřené hodnoty chyb stoupání.

Rozptyl je rozmezí definované dvěma rovnoběžkami, ve kterém se vyskytují všechny naměřené hodnoty chyb. Čím je rozptyl menší tím méně kolísá chyba stoupání na délce. Ideální stoupání

by bylo stoupání šroubu bez chyb, ale toho nelze dosáhnout. Proto se zavádí korigované stoupání, kterým se eliminují chyby způsobené například teplotní roztažností, deformacemi nebo oproti opotřebením. Jako veličina se také zavádí rozdíl chyby skutečného stoupání a korigovaného stoupání.

V Tab 6) jsou znázorněny chyby stoupání a rozptyl kuličkových šroubů podle kvalitativních norem firmy THK. Chyba stoupání způsobuje chyby polohování, pokud se používá nepřímé odměřování.



Obr. 39) Závislost chyby stoupání kuličkových šroubů na délce šroubu [23]

Rozptyl na otáčku určuje, jak moc se mohou lišit hodnoty stoupání na otáčku. Polohování lze kompenzovat pomocí přímého odměřování pravítkem, hůř se kompenzuje chyba na otáčku, ta způsobuje, že když jsou na vstupu mechanismu konstantní otáčky, na výstupu je kolísající rychlost pohybu. Proto je vhodné dosahovat co nejmenšího rozptylu na otáčku potažmo rozptylu na 300mm Tab 5) .

Tab 5) Rozptyl na délce závitu 300mm a na jednu otáčku

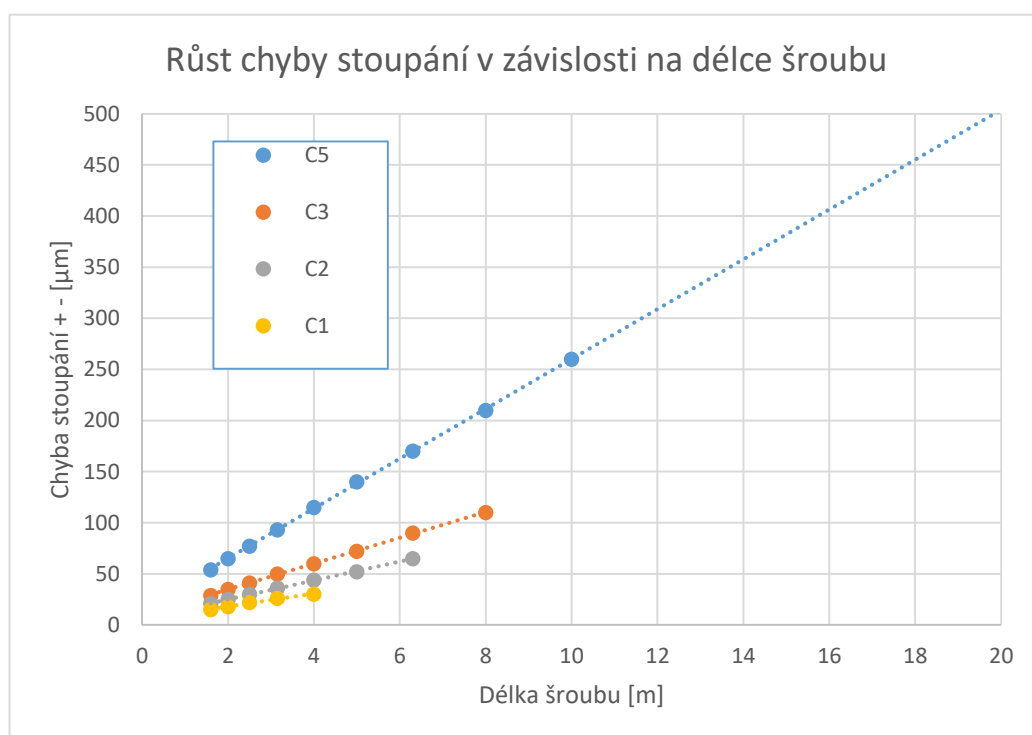
Třídy přesnosti	C0	C1	C2	C3	C5	C7	C8	C10
Rozptyl/300	3,5	5	7	8	18	50	100	210
Rozptyl/2π	3	4	5	6	8	—	—	—

Pro obráběcí stroje je určena norma C3 a C5.

Tab 6) Chyby stoupání závitů kuličkových šroubů THK [23]

Třída přesnosti		C0		C1		C2		C3		C5	
Funkční délka		Chyba	Rozptyl	Chyba	Rozptyl	Chyba	Rozptyl	Chyba	Rozptyl	Chyba	Rozptyl
Od	Do										
1250	1600	11	7	15	10	21	13	29	18	54	35
1600	2000	—	—	18	11	25	15	35	21	65	40
2000	2500	—	—	22	13	30	18	41	24	77	46
2500	3150	—	—	26	15	36	21	50	29	93	54
3150	4000	—	—	30	18	44	25	60	35	115	65
4000	5000	—	—	—	—	52	30	72	41	140	77
5000	6300	—	—	—	—	65	36	90	50	170	93
6300	8000	—	—	—	—	—	—	110	60	210	115
8000	10000	—	—	—	—	—	—	—	—	260	140

Z těchto hodnot lze odhadnout trend klesání přesnosti s délkou. Závislost znázorněna v Obr. 40).



Obr. 40) Růst chyby stoupání v závislosti na délce šroubu

### 3.4.2 Přesnost ozubených hřebenů

Přesnost ozubených hřebenů je definována pomocí chyby jedné zubové rozteče a chyby rozteče celého hřebenu. Pokud je osa složena z více hřebenů, je definována i chyba rozteče celého řetězce hřebenů. [21]

Podle hodnot katalogu GAMBINI Meccanica, přesnost hřebenů klesá s rostoucím modulem ozubení a klesá s rostoucí délkou hřebene, pokles je patrný na příkladu v Tab 7) kde je znázorněna chyba rozteče hřebene s modulem 10 v závislosti na kvalitě ozubení a délce hřebene.

Tab 7) Chyba celkové rozteče hřebene modul 10 [21]

Délka [mm] / Třída přesnosti	500	1000	1500	2000
q6	0,04	0,04	0,04	0,045
q7	0,056	0,063	0,063	0,071
q8	0,071	0,08	0,08	0,091
q9	0,1	0,11	0,11	0,125
q10	0,16	0,18	0,18	0,2

Chyba stoupání více hřebenů uspořádaných v řadě je definována pomocí rovnice:

$$E = (N_{rack} * F_p) + (N_{spojů} * D_p) \quad [21] \quad (25)$$

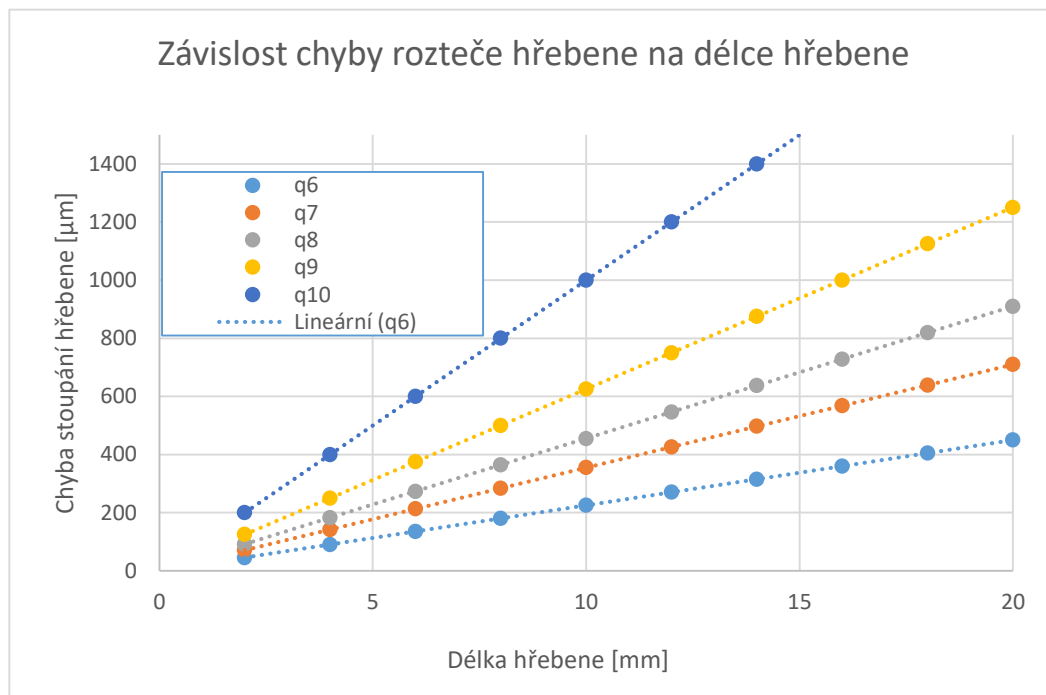
$N_{rack}$  Počet hřebenů

$F_p$  Chyba stoupání hřebene [ $\mu\text{m}$ ]

$N_{spojů}$  Počet spojů

$D_p$  Chyba spojovacího přípravku [ $\mu\text{m}$ ]

Závislost chyby na celkové délce hřebenů je pak vidět vykreslenou na Obr. 41). Pro výpočet byla použita chyba spojovacího přípravku  $D_p$  15 $\mu\text{m}$  a hřebeny délky 2m. Zpřesnit hodnoty by bylo možné pomocí delších hřebenů nebo vyšší kvality hřebene.



Obr. 41) Závislost chyby rozteče na délce hřebene

V hřebeni musí být také zajištěna vůle pro odvalování. Minimální hodnoty této vůle jsou 0,02mm při Q5 až 0,05mm při Q10.

Chyba stoupání jedné rozteče Tab 8) definuje rozdíl chyb na jednotlivých roztečích hřebene. Pro příklad jedna rozteč hřebene třídy přesnosti Q6 délky 1000mm může mít chybu -11 $\mu\text{m}$  a vedlejší rozteč +11 $\mu\text{m}$ . Rozdíl roztečí způsobí, že při konstantních otáčkách pastorku bude proměnlivá rychlost na výstupu mechanismu.

Tab 8) Chyba jedné rozteče hřebene modul 10 [21]

Délka [mm] / Třída přesnosti	500	1000	1500	2000
q6	0,011	0,011	0,011	0,011
q7	0,014	0,016	0,016	0,016
q8	0,02	0,022	0,022	0,025
q9	0,028	0,032	0,032	0,032
q10	0,045	0,05	0,05	0,056

### 3.4.3 Srovnání přesností

Hřebeny a šrouby mohou dosahovat i na dlouhých osách podobných přesností polohování. Pouze u šroubů je to zajištěno výrazně složitější výrobou se započítáním mechanických kompenzací teploty a deformací. Hřebeny stačí nakoupit v dostatečné přesnosti a namontovat. Hodnoty přesností jsou definované normou, tedy ve skutečnosti mohou být lepší.

Přesnosti celkové ovlivňují přesnost polohování a mohou být kompenzovány přímým odměřováním. Přesnosti jednotlivých roztečí nebo stoupání ovlivňují plynulost chodu, což je obtížné kompenzovat, mnoho technologií vyžaduje konstantní rychlosti pohybu. Přesnosti šroubů vhodné pro obráběcí stroje jsou C3 a C5. Přesnost C3 se vyrábí do délek kratších nežli 8m. Hřebeny v kvalitách Q6 a Q7. Kvalita šroubů C5 je srovnatelná s kvalitou hřebenu Q6.

## 3.5 Teplota

Tepelná deformace je nežádoucí reakce stroje nebo části stroje na změny teplot. Součinitel teplotní délkové roztažnosti určuje, o kolik se natáhne součást o délce jednoho metru při zahřátí o 1°C. Podobným parametrem je součinitel teplotní objemové roztažnosti. Podle tvaru součásti se součást deformuje. [25]

Zdroj tepla může být vnější nebo vnitřní. Vnitřní podmínky vznikají provozem stroje. Například od motorů, rezného procesu, elektro výzbroje, či tření pohybujících se hmot. Vnější podmínky jsou od změn teplot okolí, slunečním zářením či teplo vyvozované okolními stroji. [25]

Šrouby jako podélné součásti jsou ovlivňovány především délkovou deformací. Změnou teploty se jejich délka mění o 10μm na stupeň celsia na délce 1 metr. Čím delší šroub, tím je deformace větší. Zdrojem tepla může být vinutí v matici, teplota od motoru nebo okolní teplota. Odvod tepla je do okolí okolního vzduchu. Rotující šrouby se ochlazují lépe díky víření vzduchu. Často se s tepelnou deformací počítá již při výrobě šroubu.

Hřebeny jsou uchyceny na ložích stroje, tedy jsou i ochlazovány přechodem tepla do lože stroje. Ohřívány jsou od přenosu sil z pastorku na hřeben a od okolní teploty. Vzhledem k velké hmotě lože je tepelná deformace výrazně menší, nežli u šroubů.

## 3.6 Cena

Cena pohonu je  $\sum$  cen všech komponent a technologických zásahů nutných pro použití pohonu. Nutné komponenty se liší od použitého řešení osy. V další kapitole bude nastíněno, jaké jsou běžné komponenty pohonů os obráběcích strojů a které je nutno použít v jednotlivých řešeních osy.

### 3.6.1 Komponenty lineárních pohonů

Hlavními součástmi lineárních pohonů jsou motor nebo motory, převod rotace na translaci (šroub/hřeben) odměřování, krytování a brzda. Podle požadavků aplikace jsou implementovány převodovky a spojky.

### 3.6.2 Pastorek a hřeben

Moderní řešení dvojice pastorek a hřeben je složeno z modulu obsahujícího motor, a pokud je požadováno tak převodovku (aktuálně převážně planetovou), spojku a brzdu. Na výstupní hřídeli převodovky je uchycen pastorek. Pastorek může být uchycen letmo, nebo díky speciálnímu víčku mezi ložisky. Pro vymezení vůle je u přesnějších a silových strojů použito vymezení vůle master-slave. Z toho důvodu jsou třeba na každou osu pohonné jednotky dvě, ale motory, které tyto jednotky pohání, potřebují přibližně pouze 60% výkonu motoru než kdyby byl jeden. Hřeben je dodáván po úsecích definované délky a spojován metodou zmíněnou v kap. 3.2.1. Na dlouhých osách je nutné použít pro dostatečnou přesnost přímé odměřování, pravítko na lineární ose. Přímé odměřování je nutné z důvodu klesající přesnosti hřebene s délkou.

Hřeben je upevněn na loži stroje pomocí šroubů a kolíků a doražen na dvě kolmé plochy. Plochy pro uložení hřebene mají předepsanou rovinnost 0,02-0,04mm a stejnou kolmost. Také je nutno zajistit rovinnost ploch a vedení osy. Pohonná jednotka je umístěna na pohyblivé části osy. Osová vzdálenost mezi hřebenem a pastorkem musí být konstantní.

### 3.6.3 Kuličkový šroub s rotující maticí

Šroub je uložen ve dvou lícovaných válcových otvorech na loži stroje, zajištěn proti pootočení drážkováním, nebo pery a axiálně zajištěn pomocí matic, osazení nebo kombinace obou. Je nutné zajistit souosost otvorů. A rovnoběžnost otvorů s vedením osy. Při použití dlouhých šroubů je možné a někdy i nutné podepírat šroub. Přibližně od délek okolo 8m. Podpěry je možno použít dle kap. 2.2.7.

Maticice je uložena v pohyblivé části stroje, v ložiscích o velkém průměru. Je nutné, aby ložiska přenášela axiální sílu. Vhodná jsou ložiska s čárovým stykem. Otvor uložení ložisek matice na pohyblivé části stroje musí být souosý s otvory uložení šroubu. Krouticí moment, je na matici přenášen přes převod ozubenými koly, nebo ozubený řemen. Mezi motor a maticí může být vložena ještě další převodovka pro dosažení potřebného převodu.

### 3.6.4 Kuličkový šroub s rotující hřídelí

Šroub je uložen ve dvou válcových otvorech na loži stroje. Je nutno zajistit souosost otvorů a rovnoběžnost os otvorů s vedením osy. V ložiscích dle navrženého uložení, radiálních nebo radiálně axiálních. Vhodný je čárový styk v ložiscích pro větší únosnost a tuhost spojení. Axiální zajištění je řešeno pomocí matic.

Motor, převodovka, brzda a spojka jsou uloženy na loži, tedy na nepohyblivé části stroje. Krouticí moment je přenášen na hřídel šroubu pomocí ozubených kol, ozubeného hřebene nebo je výstup z převodovky v ose šroubu a pak je moment přenášen přes spojku.

Maticice je uchycena na pohyblivé části osy zpravidla pomocí příruby a šroubů. Je více možností podle druhu matice.



### 3.7 Vyhodnocení jednotlivých variant uspořádání pohonů

#### 3.7.1 Metodika vyhodnocení

Pro řešení problému byla zvolena metoda vícekritériálního rozhodování. Tyto metody jsou založeny na zvolení kritérií, které jsou hodnoceny. Nastavení váhy těchto kritérií. A posouzení jednotlivých variant pomocí vybraných kritérií.

Zvolil jsem Saatyho metodu párového porovnání. Metoda posuzuje kritéria ve dvojicích oproti sobě. Výsledky těchto srovnání jsou vyhodnoceny do takzvané Saatyho matice. Prvky matice jsou vytvořeny pomocí vzorců:

$$s_{i,j} = \frac{v_i}{v_j} \quad [26] \quad (26)$$

$$s_{i,j} = \frac{1}{s_{j,i}} \quad [26] \quad (27)$$

Hodnoty  $s_{i,j}$  jsou hodnoty srovnání jednotlivých kritérií oproti sobě. Pro zjednodušení se používá deskriptorů. Tedy předem doporučených hodnot 1-9 podle rozdílů vzájemné váhy kritérií. Z těchto hodnot je poté vytvořena Saatyho matice:

$$s_{i,j} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{v_i}{v_j} & \dots & \dots \\ \frac{v_j}{v_i} & 1 & \dots & \dots \\ \dots & \dots & 1 & \dots \\ \dots & \dots & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad [26] \quad (28)$$

Matice je čtvercová, symetrická a na diagonále jsou jedničky. Váha kritérií je poté určena jako geometrický průměr a normována:

$$G_i = \sqrt[n]{\prod_i s_i} \quad (29)$$

$$V_i = \frac{G_i}{\sum_i^n G_i} \quad (30)$$

Deskriptory je vhodné volit podle Tab 9) .

Tab 9) Saatyem doporučené deskriptory [26]

Počet bodů	Deskriptor
1	Kritéria jsou stejně významná
3	První kritérium je slabě významnější než druhé
5	První kritérium je dosti významnější než druhé
7	První kritérium je prokazatelně významnější než druhé
9	První kritérium je absolutně významnější než druhé

Po vytvoření Saatyho matice je vytvořena normalizovaná matice hodnocení variant. V této matici jsou hodnoceny varianty podle zadaných kritérií. Hodnocení nabývá hodnot 0 až 1. Hodnota 1 značí ideální variantu, hodnota 0 nejhorší variantu. Hodnoty normalizované matice jsou poté vynásobeny normalizovanou vahou kritéria ze Saatyho matice. Celkové hodnocení je

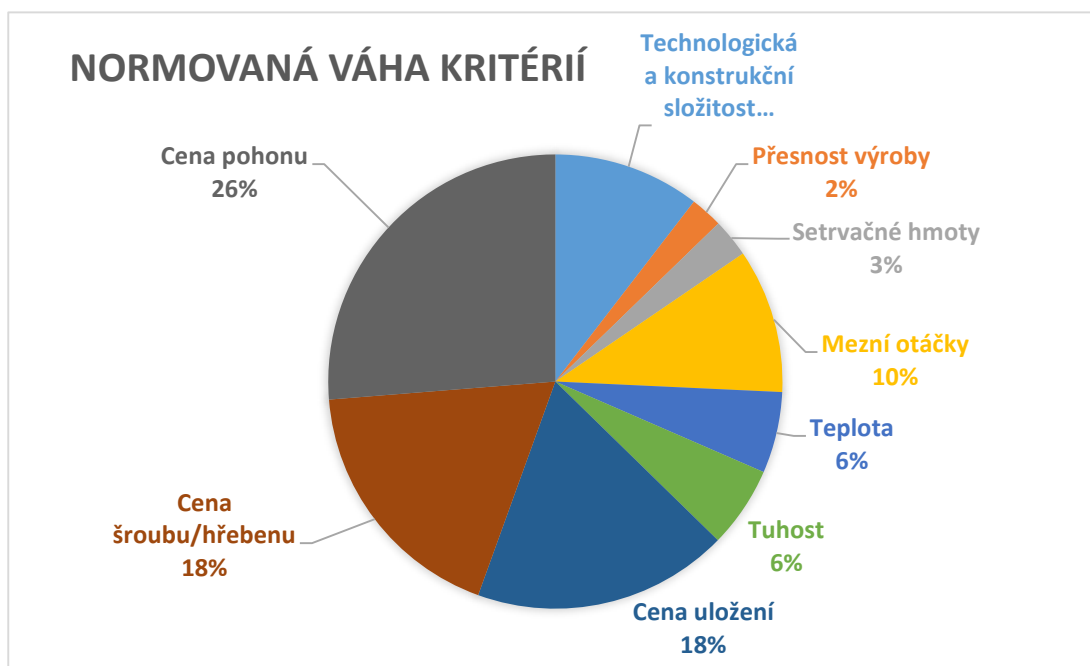
poté vypočteno jako součet hodnocení podle kritérií jedné varianty. Tedy součet hodnot v řádku. Čím vyšší číslo, tím lépe je varianta hodnocena.

### 3.7.2 Vlastní vyhodnocení

Pro praktické vyhodnocení pomocí dříve zmíněné metody je nutno zvolit kritéria hodnocení. Tato kritéria byla zvolena na základě parametrů v kapitole č. 3.1. Kritéria byla zvolena:

- Technologická a konstrukční složitost
  - Zahrnuty vlivy složitosti technologie výroby výrobních kompenzací, podepírání a jiných konstrukčních zásahů nutných pro funkci
- Přesnost výroby
  - Přesnost polohování a plynulost chodu daná výrobou šroubu nebo hřebene
- Setrvačné hmoty
  - Setrvačné hmoty mechanismu a jejich vliv na dynamiku pohonu
- Mezní otáčky
  - Mezní otáčky a s nimi související mezní rychlosti pohybů variant pohonu a jejich vliv
- Teplota
  - Vliv reakcí na změny teplot
- Cena uložení
  - Cena ploch pro hřeben, uložení šroubu a matice, ložiska
- Cena šroubu/hřebenu
  - Cena šroubu, hřebenů, uchycení a montáže, započítána i technologie výroby
- Cena pohonné jednotky
  - Započítána cena motoru(ů), převodovek, spojek a brzd

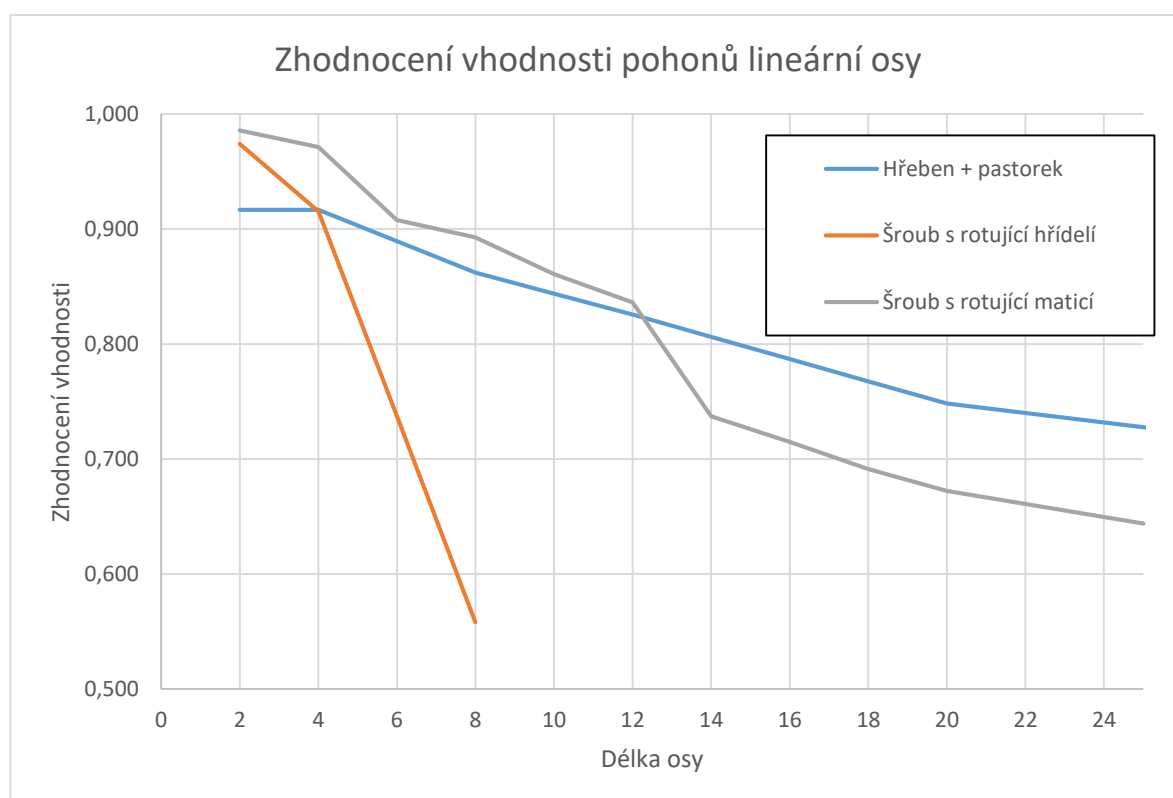
Váha kritérií vychází ze Saatyho matice příloha 10.1. Normovaná váha kritérií je znázorněna v Obr. 42).



Obr. 42) Normovaná váha kritérií

Varianty byly zvoleny jako šrouby v délkách násobků 2 metrů a hřeben v délkách násobků 2 metrů do 20m délky a 5 metrů nad 20 metrů délky. Volba délky šroubu s rotující hřídelí je omezena 8 metry z důvodu velmi obtížné realizace, délka šroubu s rotující maticí byla omezena na 25 metrech. Touto volbou variant je zajištěno srovnání jednotlivých druhů pohonů při stejných délkách. Hodnoceny tedy budou jednotlivé délky a druhy pohonů.

Vyhodnocení jednotlivých variant bylo provedeno na základě vědomostí získaných v rešerši a kapitole 3. Vždy byla určena ideální varianta a té přiřazena hodnota 1. Hodnota 1 může být i u více variant. Poté byla hodnocena odchylka od ideální varianty, popřípadě pokles hodnoty kritéria v závislosti na délce nebo typu pohonu. Hodnoty byly zapisovány do tabulky. Tabulky jsou zobrazeny v přílohách 10.2 a 10.3. Grafické znázornění na Obr. 43).



Obr. 43) Zhodnocení vhodnosti pohonů lineární osy

### 3.7.3 Dílčí závěr a zhodnocení výsledků

Z výsledku analýzy plyne, že do 12 metrů délky je rentabilní použít pohonu pomocí kuličkového šroubu s rotující maticí oproti pohonu pomocí hřebene a pastorku. Souvisí to převážně se složitostí výroby delších šroubů a vyšší cenou dvojice pohonných jednotek hřebenových pohonů. Do 12 metrů délky nejsou rozdíly mezi hřebeny a šrouby příliš výrazné a proto je možné využít obojí. Šrouby s rotující hřídelí jsou rentabilní do délek okolo 4 metrů.

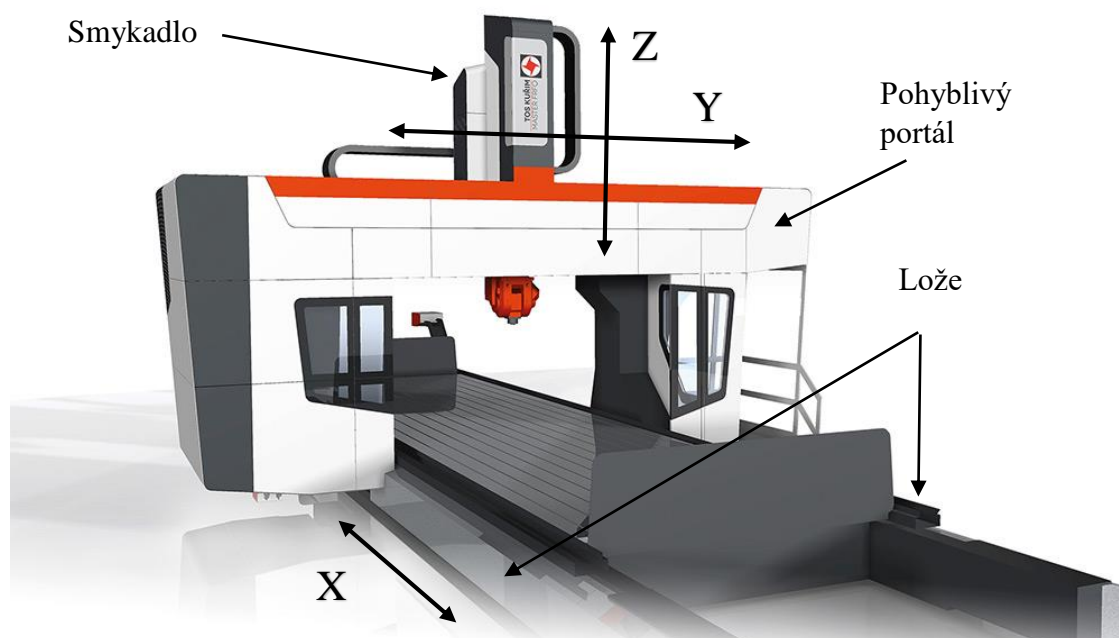
Výsledky jsou založeny na vědomostech nabytých v rešerši, nejsou opřené o naměřená data nebo data z praxe, tedy je možné, že se odchylují od skutečnosti. Nelze tedy zaručit jejich správnost.

## 4 NÁVRH MINIMÁLNĚ TŘÍ VARIANT KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ NÁHONU OSY POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE

V této kapitole budou navrženy varianty os poháněných pomocí pastorku a hřebene.

### 4.1 Specifikace stroje

Osa bude navrhována pro portálový stroj typu spodní gantry. V koncepci, kde je osa X dlouhá osa složená z ložat, po kterých se pohybuje portál. Portál je tvořen sloupy a příčkou, kterou jsou stojany portálu spojené. Smykadlo jezdí po horní příčce portálu a také zajišťuje výsuv osy Z, popřípadě může být doplněno pinolou. Koncepce stroje je znázorněna na Obr. 44).



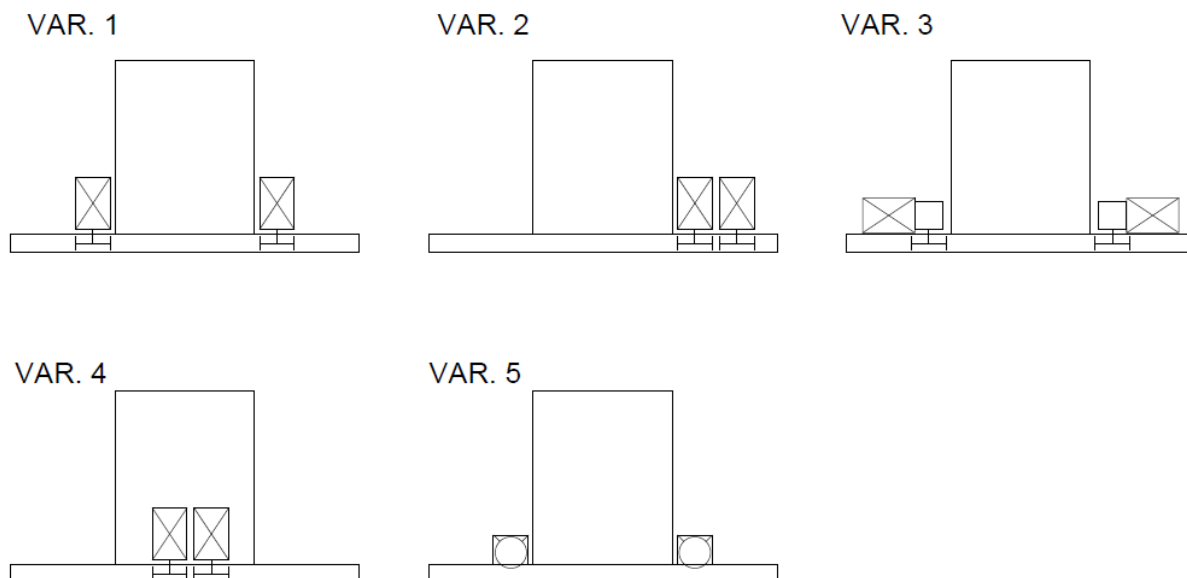
Obr. 44) Koncepce stroje [18]

### 4.2 Varianty uspořádání pohonů

Porovnávají budou varianty pohonů dle výčtu. Zobrazeny jsou na Obr. 45).

- Varianta 1
  - Pohony jsou umístěny na přední i zadní straně stojanu, hřeben je umístěn nastojato na vrchní straně lože.
- Varianta 2
  - Pohony jsou oba umístěny na jedné straně stojanu, hřeben je umístěn nastojato na vrchní straně lože.
- Varianta 3
  - Pohony jsou umístěné po obou stranách portálu, osa motoru je kolmá na osu pastorku, hřeben je umístěn nastojato na vrchní straně lože.

- Varianta 4
  - Pohony jsou umístěny vedle sebe na boční vnější straně stojanu, hřeben je umístěn nastojato na boční stěně lože.
- Varianta 5
  - Pohony jsou umístěny na přední a zadní straně stojanu naležato, hřeben je umístěn naležato na vrchní straně lože.



Obr. 45) Varianty uspořádání pohonů

### 4.3 Srovnání variant

Srovnání bude provedeno na základě parametrů:

- Zástavbové rozměry
  - Rozměry zástavby a jednoduchost krytování
- Koncentrace napětí
  - Vzdálenost pastorků od sebe a rozložení napětí v hřebeni na více upínacích šroubů
- Délka hřebene
  - Některé varianty musí mít delší hřeben o délku stojanu
- Složitost konstrukce
  - Nároky na uchycení pohonu a konstrukční úpravy nutné pro realizaci pohonu
- Omezení posuvu osy Z
  - V případě posuvu osy Z pomocí příčnicku může motor pohonu omezovat zdvih příčnicku

#### 4.4 Metodika vyhodnocení

Metodika vyhodnocení je stejná jako v kapitole 3.7.1. Bude použito vícekritériální metody s váhami kritérií vytvořenými Saatyho metodou.

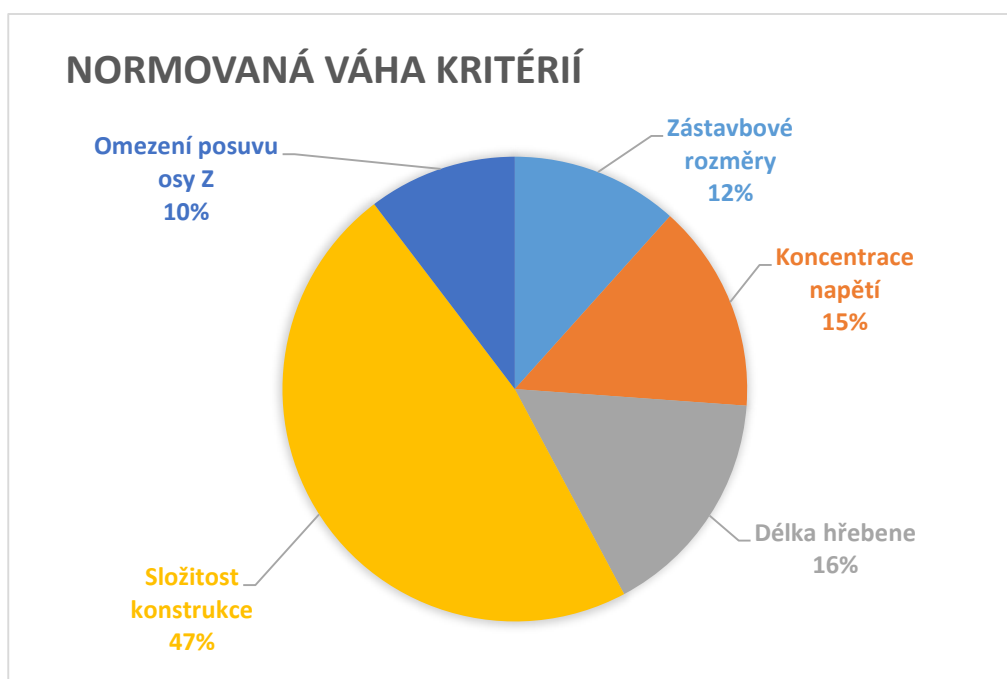
#### 4.5 Vlastní vyhodnocení

V první fázi byla vytvořena Saatyho matice z hodnot srovnání kritérií. Kritéria byla srovnána oproti sobě. Výsledek je znázorněn v Obr. 46).

Tab 10) Saatyho matice vyhodnocení uspořádání pohonu

Saatyho matice	Zástavbové rozměry	Koncentrace napětí	Délka hřebene	Složitost konstrukce	Omezení posuvu osy Z	Geometrický průměr	Normovaný geometrický průměr
Zástavbové rozměry	1	1/3	1	1/5	3	0,72478	0,116407
Koncentrace napětí	3	1	3	1/5	1/3	0,90288	0,145012
Délka hřebene	3	1/3	1	1/3	3	1	0,160611
Složitost konstrukce	5	5	3	1	3	2,954177	0,474473
Omezení posuvu osy Z	1/3	3	1/3	1/3	1	0,644394	0,103497

Největší důraz je kladen na složitost konstrukce, protože výrazně prodražuje a komplikuje řešení. Ostatní kritéria mají přibližně stejné váhy. Z výsledných vah kritérií je tedy patrné, že hlavními parametry jsou cena a obtížnost řešení a až poté rozměry. Omezení posuvu osy Z je na posledním místě z důvodu výskytu jen u některých strojů.



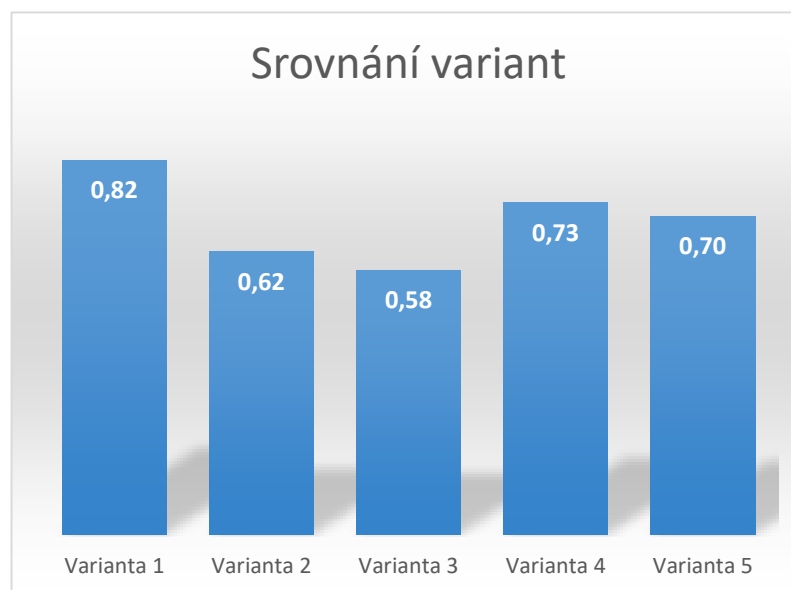
Obr. 46) Normovaná váha kritérií uspořádání pohonů

Hodnocení variant na základě kritérií je znázorněno v Tab 11) . Nejlepší varianta byla hodnocena jako 1. Ostatní varianty byly srovnávány s poklesem hodnoty dle citu.

Tab 11) Hodnocení variant uspořádání pohonu

	Zástavbové rozměry	Koncentrace napětí	Délka hřebene	Složitost konstrukce	Omezení posuvu osy Z		Zástavbové rozměry	Koncentrace napětí	Délka hřebene	Složitost konstrukce	Omezení posuvu osy Z	Celkem
Varianta 1	0,6	1	0,5	1	0,5		0,07	0,15	0,08	0,47	0,05	0,82
Varianta 2	0,4	0,5	1	0,5	1		0,05	0,07	0,16	0,24	0,10	0,62
Varianta 3	0,8	1	0,5	0,4	0,7		0,09	0,15	0,08	0,19	0,07	0,58
Varianta 4	0,1	0,5	1	0,8	1		0,01	0,07	0,16	0,38	0,10	0,73
Varianta 5	1	1	0,5	0,6	0,7		0,12	0,15	0,08	0,28	0,07	0,70

Po započítání vah kritérií do hodnocení variant je výsledek zobrazen graficky na Obr. 47).



Obr. 47) Srovnání variant uspořádání pohonů

#### 4.6 Výsledky vyhodnocení

Jako nejlepší varianta vychází varianta 1. A to především z důvodu jednoduchosti varianty a nízké koncentrace napětí v hřebeni.





## 5 KONSTRUKCE VYBRANÉ VARIANTY

### 5.1 Parametry osy

Pro návrh osy je nutné určit, co se od osy očekává, tedy parametry, kterých má dosáhnout. Jedná se o parametry nutné pro dynamické a statické posouzení pohonu.

Koncepce stroje	Portálový spodní gantry	
Délka osy	28,8	m
Hmotnost portálu	30000	kg
Rozteč sloupů	2	m
Výška portálu	2	m
Zrychlení	1	m/s <sup>2</sup>
Maximální rychlost	30	m/min
Výkon vřetene	30	kW

### 5.2 Výpočtový návrh pohonu

#### 5.2.1 Vstupní parametry

Vstupními parametry návrhu pohonu jsou požadovaná maximální rychlost a zrychlení osy, hmotnost portálu a nároky od technologie. Je nutné určit, jaký bude motor, převodovka, pastorek a hřeben.

Tab 12) Vstupní parametry

Hmotnost portálu	m	30000kg	
Zrychlení	a	1m/s <sup>2</sup>	
Koeficient dynamického tření ve vedení	f <sub>v</sub>	0,005	
Maximální rychlost portálu	v <sub>max</sub>	30m/min	0,5m/s
Koeficient rozdělení síly na dva pastorky	k <sub>ms</sub>	0,65	

#### 5.2.2 Metodika řešení

Návrh probíhá nelineárně, nelze řešit úlohu od zadání k výsledku, během výpočtu se doplňují parametry na základě voleb komponent. Výpočet byl proveden v programu Excel a průběžně se volily komponenty z katalogů motorů Siemens, hřebenů a pastorků Atlanta a převodovek Apex. [31][30][27]

Při návrhu pohonu je nutno začít s volbou hřebene a pastorku, který bude mít dostatečnou únosnost pro požadované statické a dynamické zatížení. Síla působící mezi pastorkem a hřebenem není zatížena žádnými převody a proto se nejsnadněji určuje.

Pro vhodnou volbu motoru je poté nutné určit převod mezi motorem a pastorkem. V některých případech to není nutné, ale zpravidla by pohon měl předimenzovaný motor z důvodů velkých požadavků na krouticí moment a nebyl by využit celý rozsah otáček motoru.

### 5.2.3 Statická a dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem

Pro návrh hřebene je nutné znát maximální sílu, která bude přenášena. U vodorovné osy může být způsobena posuvovými silami při obrábění, nebo dynamickými silami při pohybu a odporovými silami.

Dynamické síly při rychloposuvu vyvozují síly ve hřebenech dle rovnice:

$$F_{d1} = m_{1/4} g f_v + m_{red} a \quad (31)$$

Síla je tvořena převážně setrvačným odporem proti pohybu, Třecí síly ve valivém vedení jsou tak malé, že jsou téměř zanedbatelné. Hmotnost je vypočtena jako hmotnost ¼ portálu. Tedy hmotnost rozdělená na 4 pastorky. V rovnici je přítomna neznámá veličina  $m_{red}$ , jedná se o setrvačnost všech komponent redukovanou na hřebeni.

Momenty setrvačností jednotlivých částí mechanismu jsou určeny z katalogů komponent a vypočteny podle vztahů:

$$m_{1/4} = \frac{m}{4} \quad (32)$$

$$J_{m1/4} = m_{1/4} * \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 \quad (33)$$

$$J_{pa} = \frac{1}{2} m_{pa} \left[ \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{pm}}{2}\right)^2 \right] \quad (34)$$

$$J_C = J_M + J_{Př} + \frac{J_{pa}}{i_p^2} + \frac{J_{m1/4}}{i_p^2} \quad [1] \quad (35)$$

$$m_c = J_C * \frac{i_p^2}{\left(\frac{d_p}{2}\right)^2} \quad (36)$$

Momenty setrvačnosti jsou znázorněny v Tab 13) . Pro výpočty je nutno znát rozměry a hmotnost pastorku, převod převodovky a všechny momenty setrvačností jednotlivých komponent. Pastorek je zjednodušen na mezikružší pro zjednodušení výpočtu.

Tab 13) Momenty setrvačností a hmotnosti

Hmotnost portálu /4	$m_{1/4}$	7500kg
Moment setrvačnosti portálu/4	$J_{m1/4}$	19,45kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti motoru	$J_M$	0,00147 kgm <sup>2</sup>
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{Př}$	0,000271 kgm <sup>2</sup>
Hmotnost pastorku	$m_{pa}$	1 kg
Vnitřní průměr pastorku	$d_{pm}$	0,04m
Moment setrvačnosti pastorku	$J_{pa}$	0,0004 kgm <sup>2</sup>
Celkový moment setrvačnosti redukováný na motor	$J_C$	0,0247 kgm <sup>2</sup>
Setrvačnost redukována na hřebeni	$m_c$	8068,34kg

Síly od technologie byly zjišťovány pomocí kalkulátoru firmy ISCAR výrobce nástrojů. Všeobecně je náročné určit vedlejší síly při frézování, protože je mnoho druhů frézování a každý druh vyvozuje jinou sílu. [28]

Bylo počítáno s různými druhy frézování jako čelní, rohové, drážkování a tak dále a výkonem na vřetení okolo 30kW. Výsledkem je posuvová síla, nebo jak tuto sílu nazývá ISCAR maximální ohybová síla ve vřetení přibližně okolo 5-8kN. Předestírám, že při návrzích se jednalo o hrubování a o nejnáročnější možné operace. Síla od obrábění  $F_o$  je zvolena jako největší možná, až předimenzovaná 8kN. Statická síla je poté vyjádřena z rovnice:

$$F_{s1} = \frac{F_o}{4} + m_{1/4} g f_v \quad (37)$$

Při výpočtech sil bylo počítáno s rozdělením pohybované hmoty na 4 pastorky a dva hřebeny. V režimu master-slave není síla rozdělena na dva pastorky poloviční ale přibližně 65%, pro přesnější určení koeficientu je nutno kontaktovat výrobce motorů, nebo řídicích systémů. 65% bylo zvoleno podle [1]. Korekční rovnice:

$$F_d = F_{d1} * 2 * k_{ms} \quad (38)$$

$$F_s = F_{s1} * 2 * k_{ms} \quad (39)$$

Výsledné síly na jeden pastorek jsou znázorněny v Tab 14) .

Tab 14) Statické a dynamické síly

Statická síla nekorigovaná	F <sub>s1</sub>	2,37kN
Dynamická síla nekorigovaná	F <sub>d1</sub>	8,44kN
Výsledná statická síla	F <sub>s</sub>	3,08kN
Výsledná dynamická síla	F <sub>d</sub>	10,97kN

Dynamická síla je přibližně 3x větší nežli statická. Pro návrh hřebene bude počítáno s maximální silou, dynamickou.

#### 5.2.4 Volba hřebene

Z důvodů větších požadavků na rychlost bude voleno z hřebenů se šikmým ozubením. Dosahují plynulejšího chodu, a proto jsou méně hlučné a je možno s jejich pomocí přenášet větší zatížení nežli pomocí hřebenů s přímým ozubením. Nevýhodou je axiální síla působící na hřídel motoru, nebo na výstupní hřídel převodovky.

Výrobci hřebenů dosahují přibližně stejné kvality a rozhodujícím parametrem je tedy cena a dostupnost. Proto nezáleží na výrobci, který bude zvolen. Volit budu z katalogu Atlanta, a bude tedy postupováno podle jejich metodiky dimenzování hřebene.

V katalogu je tabulka hodnot axiálních sil působících na hřeben podle modulu ozubení a průměru pastorku. Jedná se o hodnoty v ideálním případě, tedy plynulé zatížení, nízké rychlosti a velmi dobré mazání. V případě, že těchto podmínek není dosaženo, musí se hodnoty korigovat. Korekce probíhá vydělením tabulkových hodnot koeficienty. V tomto případě bude postupováno opačně, bude hodnota zatížení násobena koeficienty a poté bude z tabulky vybrán vhodný hřeben. [27]

$$F_{hř} = F_u K_A S_B f_n L_{KH\beta} = 10,97kN * 1,25 * 1,5 * 0,95 * 1,2 = 23,44kN \quad [27] \quad (40)$$

$K_A$  Faktor zatížení

$S_B$  Bezpečnost

$f_n$  Faktor mazání

$L_{KH\beta}$  Rozložení zatížení na šířku hřebene

Faktor zatížení se volí mezi hodnotami 1 a 2,25 podle plynulosti zatížení a velikosti rázů na hřebeni. Bezpečnost se volí mezi 1,1-1,5 podle zkušeností. Faktor mazání je ovlivněn tím, jak často je pastorek mazán a jaké jsou rychlosti pohybu. Rozložení zatížení určuje, jak je zatížena šířka hřebene, zdali v čáře styku zatížení nekolísá vlivem nepřesností nebo nízké tuhosti uložení pastorku. Korigovaná hodnota zatížení pro volbu hřebene je tedy přibližně dvojnásobná oproti skutečné hodnotě zatížení. [27]

Pro toto zatížení je zvolen hřeben od Firmy Atlanta objednací kód 2930200. Jedná se o vysoce přesný hřeben s parametry dle Tab 15) . Povrchově tepelně vytvrzovaného a následně broušeného z oceli 16MnCr5, který dokáže přenášet dostatečné axiální síly. [27]

Tab 15) Parametry hřebene [27]

Modul	3mm
Délka segmentu	2m
Úhel sklonu zubu	19°31'42''
Třída kvality	6
Celková chyba rozteče	47μm
Maximální síla na hřebeni	31kN

Průměr pastorku a počet zubů bude zvolen podle nutných převodových poměrů a zvoleného motoru.

### 5.2.5 Volba typu motoru

Volba motoru bude probíhat z katalogu Siemens, není možné získat ceny motorů, a proto nezáleží na výrobci motoru. Siemens nabízí širokou škálu motorů a bude snadné mezi nimi zvolit vhodný.

Pro pohony os se volí převážně synchronní servomotory. Je to dáno vysokou přesností polohování, dobrou dynamikou a tuhostí. Nejvhodnější motory pro pohon lineárních os jsou dle výrobce motory řady SIMOTICS S-1FT7. [30]

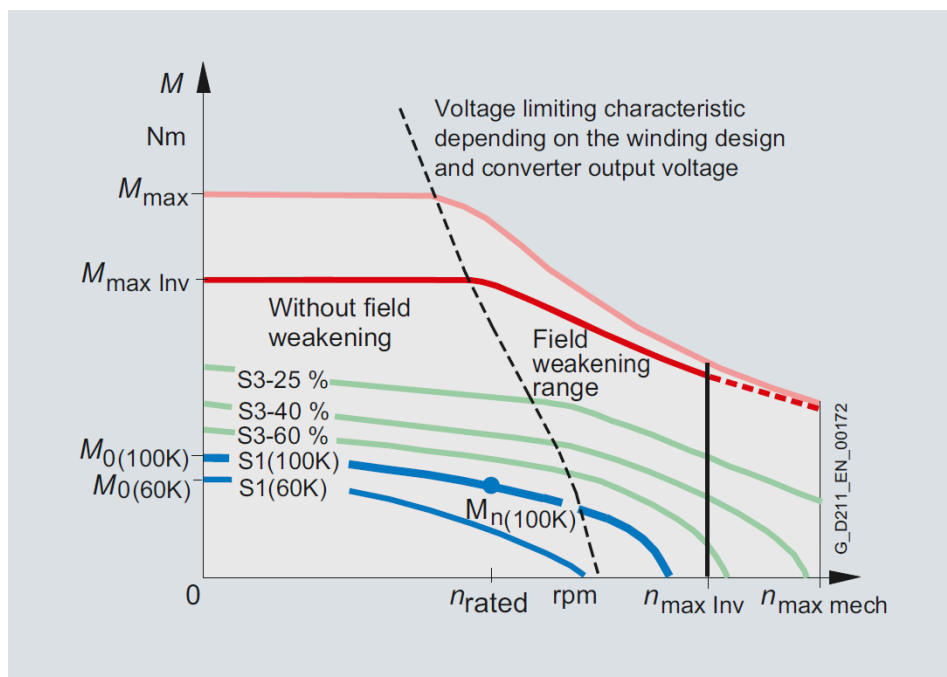
Motory řady SIMOTICS S-1FT7 jsou synchronní servomotory s rotorem tvořeným permanentními magnety. Mohou být chlazeny pasivně, ventilátorem nebo vodním chlazením. Mezi výhody patří až čtyřnásobná momentová přetížitelnost, velký rozsah rychlostí, tuhost, snadné uchycení, brzda bez vůle a nízký moment setrvačnosti. [30]

### 5.2.6 Momentová charakteristika synchronních motorů a přetěžování

Požadavkem na pohon lineární osy je dostatečný moment pro požadované statické a dynamické děje a rozsah otáček pro definované rychlosti pohybu. Požadovaný krouticí moment a rozsah otáček lze ovlivnit převodem.

Průběh momentu motoru není konstantní v celém otáčkovém spektru, zpravidla s rostoucími otáčkami klesá. Přibližná závislost je znázorněna na Obr. 48). Většinu

servomotorů lze momentově přetěžovat. Výrobce uvádí v katalogu hodnoty, při kterých motor udržuje konstantní teplotu, Za cenu zvýšení růstu tepla je možno dosáhnout výrazně vyšších krouticích momentů a to až 4x. Bohužel nelze motor přetěžovat trvale, při překročení maximální teploty motoru se poškodí magnety na rotoru, nebo izolace na statoru a motor je zničen. Proto bývá osazen teplotními ochranami a při přehřátí se omezí výkon motoru, nebo se vypne. [29]



Obr. 48) Momentová charakteristika motorů řady SIMOTICS S [30]

Motor v pohonu osy není zatěžován konstantním momentem. Pro přiblížení se skutečnému zatížení motorů norma předepisuje zátěžné cykly. Zátěžné cykly jsou značeny písmenem „S“ a číslovkou. Nejčastěji používané jsou:

- Trvalé zatížení S1
- Krátkodobý chod S3
- Přerušované zatížení S6

V případě trvalého zatížení může být moment maximálně dle křivky S1(100K). Při tomto momentu je možno motor provozovat neomezenou dobu, jeho teplota se ustálí na teplotě a neroste. Krátkodobě lze využívat momentů až do  $M_{max}$ , po každém přetížení přes křivku je ovšem nutné daný čas zatěžovat motor momentem menším než S1.

Pro přesnější volbu motoru tak, aby nebyl předimenzovaný, ani poddimenzovaný se využívá několika metod, jako například metoda ekvivalentních ztrát, proudu, momentu a výkonu. Metody spočívají v průměrování součinů zatížení a času, po který toto zatížení působí a tím získané ekvivalentní zatížení. Pro tyto metody je nutné znát dostatečně přesně zátěžný cyklus motoru.

Metody nebudou použity, motor bude volen odhadem dle známých zatížení.

### 5.2.7 Volba motoru

Zatížení motoru je proměnlivé v závislosti na činnosti, kterou právě osa vykonává. Největších momentů je třeba pro zrychlování při rychloposuvech. Zrychlování probíhá tak, že z nulové rychlosti se využívá maximálního momentu motoru a při přiblížení se k maximální rychlosti moment klesá k nule, je možné brzdít momentem působícím proti pohybu nebo mechanickou brzdou. Při ustálené rychlosti nutný moment klesá téměř k nule, moment nutný k pohybu je tvořen pouze třením ve vedení. Při obrábění je zátěžný krouticí moment podle operace, která probíhá.

Působící statické a dynamické síly je nutno přepočítat na moment motoru podle rovnic:

$$M_{st} = \frac{F_s * d_p}{i_p * \eta_c * 2} \quad (41)$$

$$M_d = \frac{F_d * d_p}{i_p * \eta_c * 2} \quad (42)$$

V rovnicích je zmíněna  $\eta_c$ , celková účinnost je součin účinností jednotlivých převodů. Účinnost převodovky a účinnost přenosu z pastorku na hřeben. Účinnosti jsou v Tab 16) .

Tab 16) Účinnosti [1][31]

účinnost převodů	0,94
účinnost pastorek-hřeben	0,96
celková účinnost	0,9024

Maximální otáčky na motoru jsou přepočítány z maximální rychlosti portálu dle rovnice:

$$n_m = \frac{v * i_p * 60}{r_p * 2\pi} \quad (43)$$

Převod mezi motorem a hřebenem je tvořen průměrem pastorku a převodem převodovky. Maximální moment motoru klesá s poklesem průměru pastorku a růstem převodového poměru převodovky. Maximální otáčky rostou, když klesá krouticí moment.

Převodové poměry a průměry pastorku je nutno volit jako necelá čísla, průměr pastorku je závislý na počtu zubů, úhlu ozubení a modulu, převodovky se vyrábí v daných převodových poměrech.

Přibližný odhad velikosti motoru je možno získat z maximálního výkonu motoru. Výkon není zatížen převodovými poměry. Výkon motoru je možno získat z rovnice:

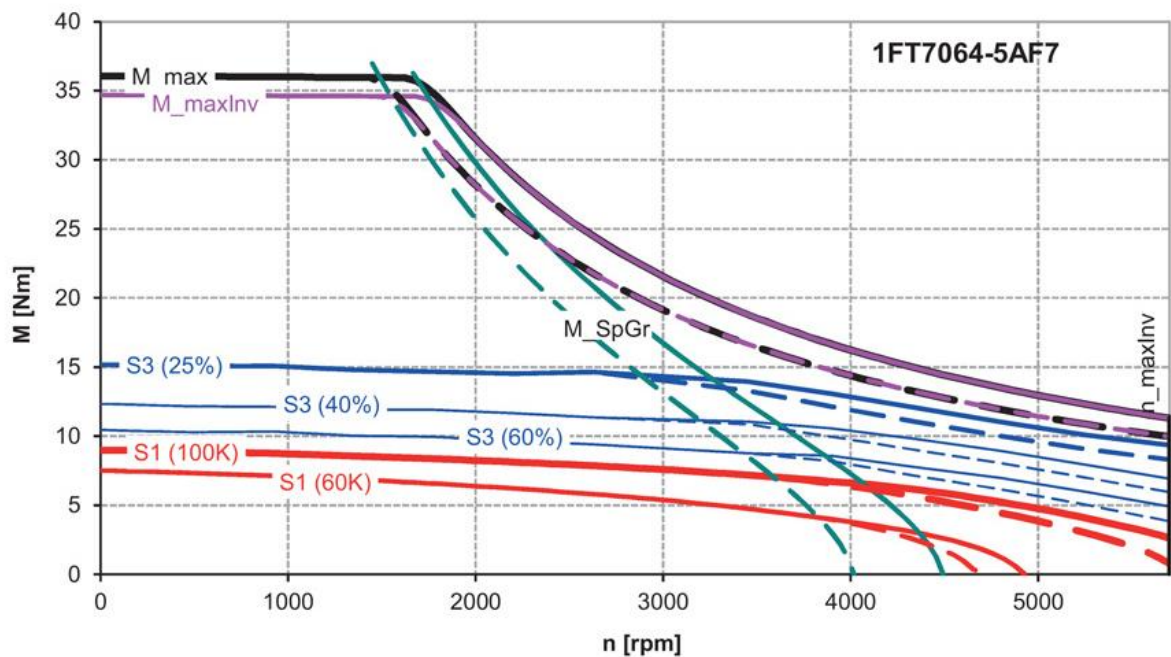
$$P_m = \frac{F_d v}{\eta_c} \quad (44)$$

Nejlépe se osvědčila kombinace momentů a otáček v Tab 17) .

Tab 17) Parametry pro volbu motoru

Výkon motoru při max. ot.	$P_m$	6,08kW
Dynamický moment na motoru	$M_d$	21,28Nm
Statický moment na motoru	$M_s$	5,97Nm
Maximální otáčky motoru	$n_m$	2727ot/min

Na základě požadovaných momentů a otáček byl zvolen motor Siemens SIMOTICS 1FT7064-5AF7. Synchronní třífázový servomotor s chlazením od okolního vzduchu a zabudovanou brzdou. Momentová charakteristika tohoto motoru je na Obr. 49). [30]



Obr. 49) Momentová charakteristika motoru 1FT7064-5AF7 [30]

Motor má dostatečný maximální moment pro zrychlování v celém otáčkovém spektru a zátěžný cyklus S1(100K), trvalý chod, má dostatečný krouticí moment pro statické zatížení.

### 5.2.8 Volba převodů

Převodovka byla volena z katalogu Apex planetových převodovek především z důvodu nízké vůle v převodu a tuhosti výstupní hřídele. Na výstupní hřídel působí radiální síla stejně velká, jako je síla přenášená na hřeben a axiální síla. Axiální síla je rovna:

$$F_{ax} = F_d * \tan\beta \quad (45)$$

Dále je předepsaný maximální moment na výstupu z převodovky neboli moment na pastorku:

$$M_p = F_d * \frac{d_p}{2} \quad (46)$$

Dle těchto parametrů byla zvolena převodovka Apex AF 140. Dvoustupňová planetová převodovka s parametry dle Tab 18).

Tab 18) Parametry převodovky APEX AF 140 [31]

		Požadovaný	Nabízený
Převodový poměr	$i_p$	20	20
Nominální výstupní krouticí moment	$M_p$	384Nm	542Nm
Radiální síla na výstupní hřídeli	$F_{rad}$	10,97kN	14kN
Axiální síla na výstupní hřídeli	$F_{ax}$	3,89kN	10,8kN
Vůle			0°3′
Účinnost	$\eta_{př}$		94%
Moment setrvačnosti	$J_{př}$		$2,71 \cdot 10^4 \text{kgm}^2$
Životnost			30000h

Průměr pastorku byl zvolen podle průměru výstupní hřídele převodovky a co nejmenší z důvodu snížení vůlí v ozubení. Parametry pastorku jsou v Tab 19) .

Tab 19) Parametry pastorku [27]

Modul ozubení	3mm
Počet zubů	22
Průměr roztečné kružnice	70,03mm
Obvod ( $\pi d$ )	220mm
Úhel sklonu zubů	19°31′42″

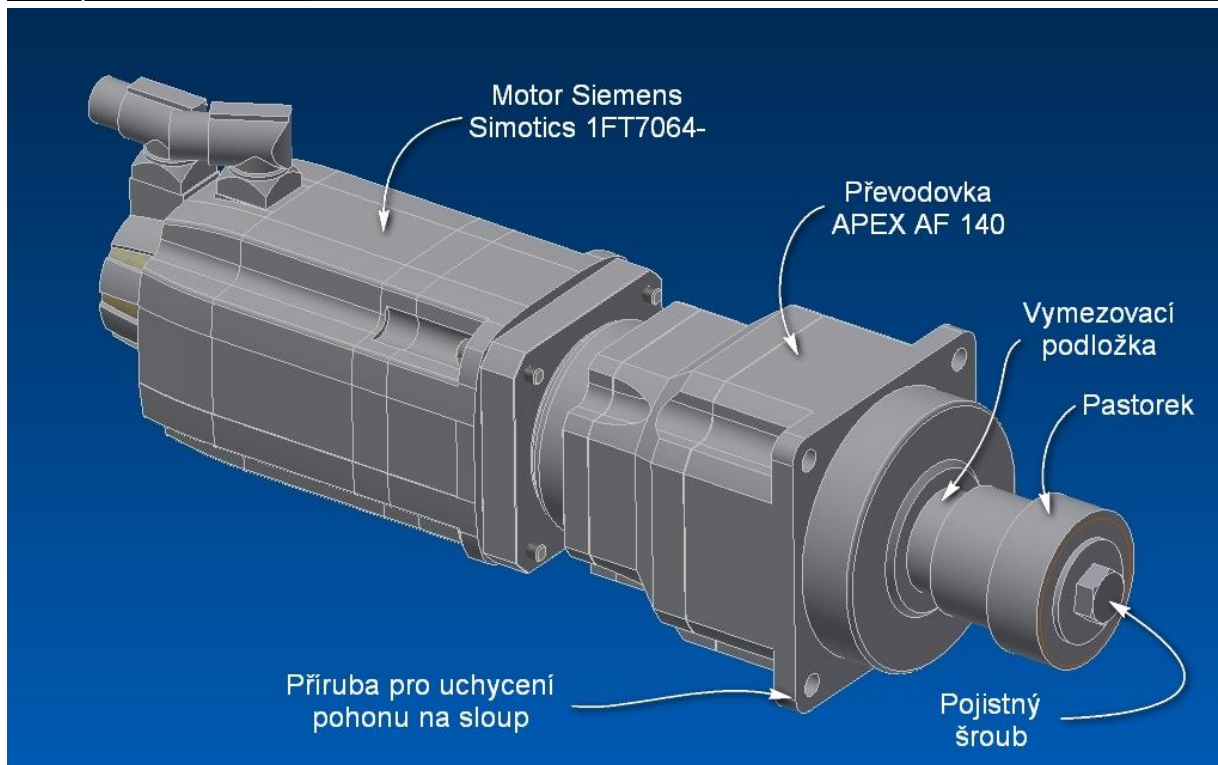
Sklon zubů je necelé číslo z důvodu obvodu pastorku. Obvod pastorku obsahuje číslo  $\pi$ , které je iracionální číslo, tedy nelze vyjádřit zlomkem ani konečným způsobem v desítkové soustavě. Proto se s dostatečnou přesností zaokrouhluje. Pomocí takto zvoleného sklonu zubů je dosaženo obvodu roztečné kružnice pastorku s dostatečnou přesností, jako celé číslo a tedy je možno snadněji počítat převod rotace na translaci.

### 5.3 Sestavení pohonu

Celek pohonu je složen z motoru Siemens SIMOTICS 1FT7064-5AF7, třífázového synchronního servomotoru. Převodovky APEX AF 140 dvoustupňové planetové převodovky a pastorku a hřebene ATLANTA s modulem 3, šikmým ozubením a 32 zuby pastorku. [27] [30] [31]

Motor je přes přírubu čtyřmi šrouby uchycen na převodovku. Přenos krouticího momentu mezi motorem a převodovkou je realizován pomocí svěrného spoje, výstupní hřídel motoru je hladká. Převodovka je upevněna také přírubově na konzolu na sloupu portálu. Konzola musí být schopna zajistit vymezení osové vzdálenosti mezi hřebenem a pastorkem. Pastorek je axiálně vymezen na výstupní hřídeli převodovky pomocí šroubu a vymežovací podložky. Přenos krouticího momentu je pomocí pera. Celá sestava pohonu je zobrazena na Obr. 50).





Obr. 50) Sestava pohonu

## 5.4 Řízení pohonu

Řízení pohonů bude realizováno přes frekvenční měnič a průmyslový počítač. Řízení čtyř pohonů není snadné. Je nutno zajistit, aby se portál nekřížil, tedy byl stále kolmý na vedení a aby byla, když je to nutné, vymezena vůle. Zajištění kolmosti portálu je pomocí odměřování na obou ložích stroje a regulaci pokud se portál kříží. Řízení je složité a proto je nutno je řešit spolu se specializovanou firmou.

## 5.5 Lože a portál

Lože je základní nosnou částí portálové frézky. Jsou na něm uloženy ozubené hřebeny, odměřování a vedení pro posuv stojanů portálu. Vzhledem k tomu, že portálový stroj má stojany dva, jsou i lože dvě. Musí zajišťovat dostatečnou tuhost proti deformaci působené statickými a dynamickými silami při obrábění a posuvech.

Lože portálových strojů může být vytvořeno jako odlitek, svarek, nebo dnes moderní svarek vyplněný tlumícím materiálem, například polymerbetonem. Při dlouhých posuvech v ose X je lože dělené pro snadnou přepravu a montáž. Je nutno zajistit přesné smontování po demontáži, to je zajištěno pomocí tvarových spojů nebo kuželových kolíků.

Na loži musí být přesné plochy pro uložení vedení, odměřování a hřebene. Dále je nutné vyřešit krytování osy. Proto bývají na loži připravené plochy podle typu krytování.

Portál je možno řešit podobně jako lože jako odlitkem, nebo svarkem. V tomto případě bude složen ze dvou stojanů a horní příčky spojující stojany.

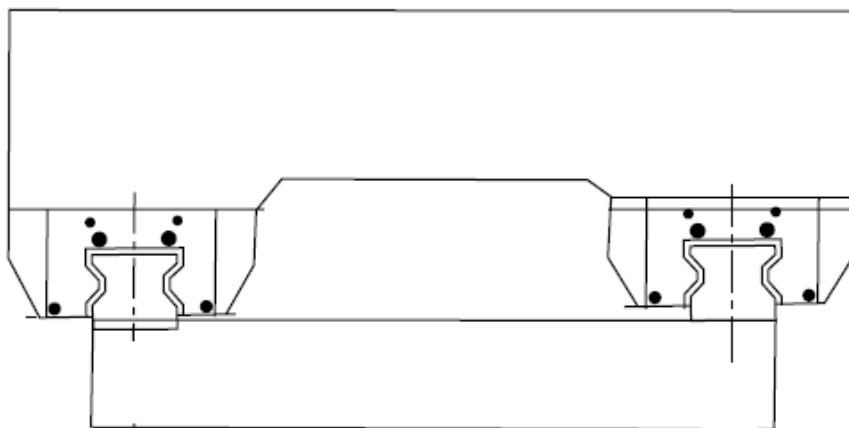
Konstrukce portálů a loží není součástí této diplomové práce, tedy budou zobrazeny pouze schematicky. Nebude řešena tuhost ani jiné vlastnosti.

## 5.6 Lineární vedení

Vedení osy bude zvoleno jako valivé vedení s válečky. Vedení s vozíky s uzavřenými nekonečnými oběžnými drahami. Díky použití válečkových elementů (čárový styk) je vedení výrazně tužší nežli kulčkové vedení (bodový styk). [32]

Vedení není součástí pohonu osy, bude tedy zvoleno jen zjednodušeně a velmi předimenzované.

Uspořádání vodičích drah bude: Na každém loži dvojice vedení dle Obr. 51). Tedy dohromady 4 vedení. 2 vozíky na vedení, dohromady 8 vozíků. Vozíky jsou umístěny na začátku a konci stojanu.



Obr. 51) Uspořádání vedení [32]

### 5.6.1 Výpočet životnosti

Životnost lineárního vedení je závislá na zatížení. Zatížení je složeno ze statického a dynamického. Staticky je vedení zatíženo pouze hmotností portálu. Při zrychlování je v těžišti portálu zatížen portál dynamickou silou, složenou z násobku zrychlení a hmotnosti portálu. Tato síla působí na vedení, jako moment, který na jedné straně zatěžuje a na druhé odlehčuje vozík. Proto jsou vozíky umístěny na krajích stojanu. Další zatížení je od síly od obrábění. Tato síla může působit kdekoliv je tedy proměnlivá v závislosti na poloze nástroje oproti sloupům.

Pro výpočet životnosti byly tyto síly zprůměrovány do síly o velikosti 1,2 násobku hmotnosti portálu. Síla bude rozdělena pravidelně mezi jednotlivé vozíky. Předpokladem je, že vedení vydrží krátkodobě větší zatížení způsobené dynamickými silami. Zátěžná síla na jeden vozík je vypočtena jako:

$$P_C = m * g * \frac{2}{n_v} = 30000kg * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{1,2}{8} = 45000N \quad (47)$$

$P_C$  Zátěžná síla [N]

$n_v$  Počet vozíků

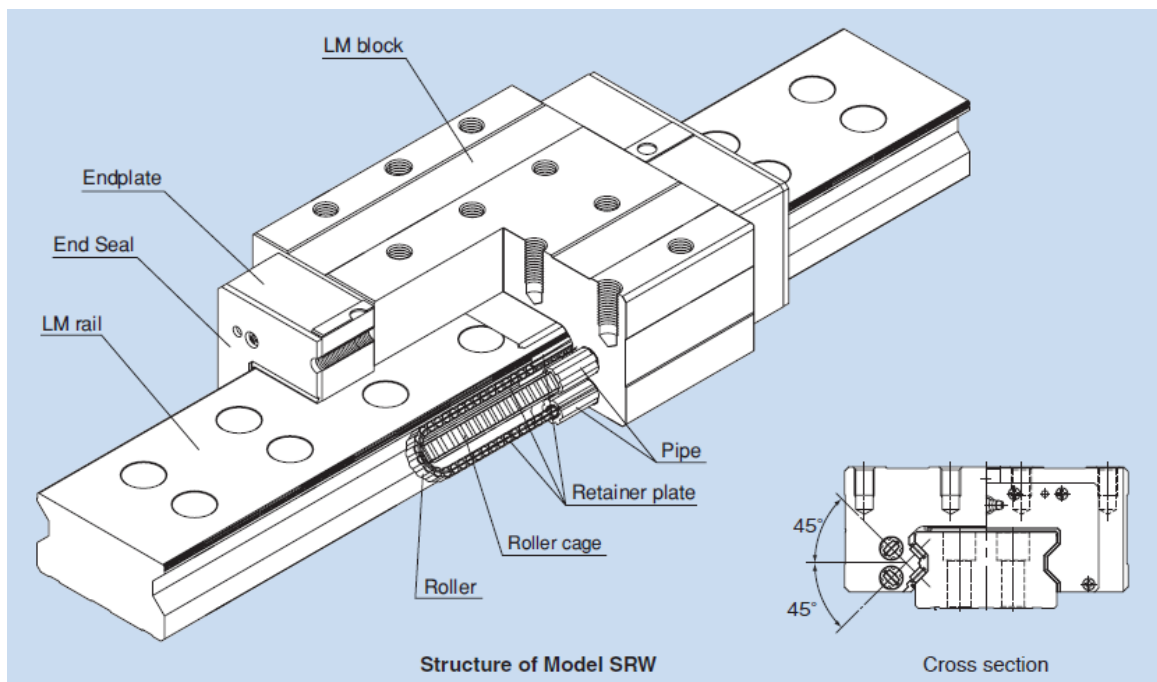
Volba vedení bude provedena z katalogu THK [32] a podle výpočtu v něm zmíněném. Vzdálenost, kterou může urazit za životnost jeden vozík, se počítá jako:

$$L = \left( \frac{f_h f_T f_c}{f_w} * \frac{C}{P_c} \right)^{\frac{10}{3}} * 100 = \left( \frac{1 * 1 * 1}{1,3} * \frac{278000N}{45000N} \right)^{\frac{10}{3}} * 100 \quad (48)$$

$$= 27800 \text{ km} \quad [32]$$

- L Nominální životnost [km]
- $f_h$  Faktor tvrdosti
- $f_T$  Faktor teploty
- $f_c$  Faktor kontaktního napětí
- $f_w$  Faktor zatížení
- C Dynamické zatížení [N]

Faktor tvrdosti je závislý na tvrdosti povrchu vedení, běžně se volí jako 1. Faktor teploty při běžných podmínkách je 1. Faktor kontaktního napětí je závislý na vzdálenosti vozíků, vzhledem k tomu, že vozíky jsou od sebe vzdáleny o dostatečnou vzdálenost, tento koeficient je také 1. Faktor zatížení je závislý na rychlosti pohybu, a na ní závislých vibracích ve vedení, rychlosti pohybu  $0,5 \text{ m/s}^2$  odpovídá koeficient 1,3. Dynamické zatížení je katalogový parametr vedení a je určen podle zvoleného vedení. [32]



Obr. 52) Lineární vedení s vozíkem THK SRW [34]

Vzdálenost je poté přepočtena na životnost v hodinách dle rovnice:

$$L_h = \frac{L * 10^6}{2 * l_s * n_1 * 60} = \frac{18042 \text{ km} * 10^6}{2 * 30000 \text{ mm} * 0,15 \text{ min}^{-1} * 60} \quad (49)$$

$$= 33412 \text{ h} \quad [32]$$

- $L_h$  Životnost [hod]
- $l_s$  Délka zdvihu
- $n_1$  počet zdvihů za minutu

Odpovídající dynamické zatížení má vedení s vozíkem označené jako THK SRG 65LV. Vozíky mají dostatečnou únosnost pro danou aplikaci, pokud je dostatečně přesně navržena.

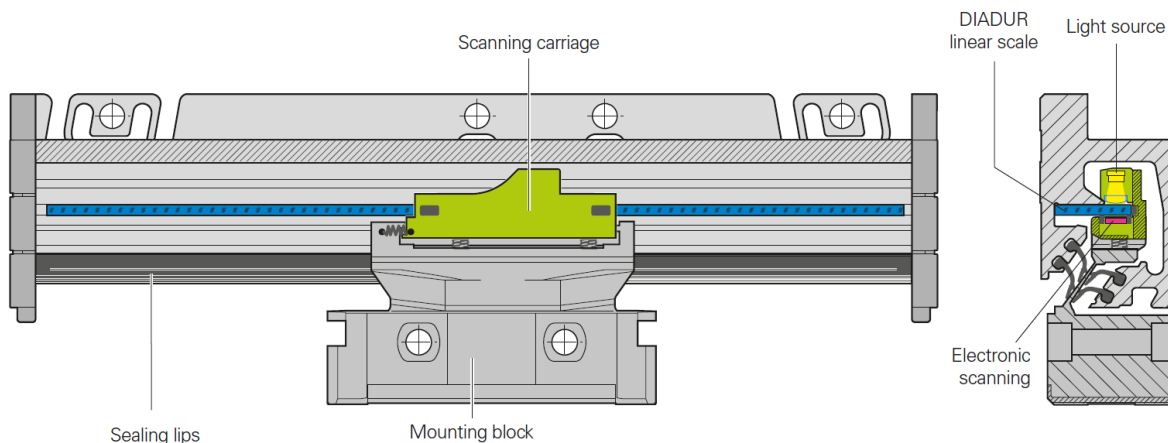
Jako druhá bezpečnější varianta bylo zvoleno širší vedení THK SRW 130LR. Má oproti SRG 65 přibližně dvojnásobnou dynamickou únosnost (497kN), s použitím tohoto vedení je možno zvýšit bezpečnost i počet zdvihů za minutu  $l_s$ . Za stejných podmínek by mělo životnost 231000hodin. 30000hodin životnosti dosahuje s bezpečností 2,2 místo původních 1,2.

Výrobce předepisuje maximální statické klopné momenty ve všech směrech natočení, vzhledem k počtu vozíků, tuhosti sloupů a loží nebudou tyto momenty dosaženy. Vozíky budou namáhány především na tah a tlak Lineární vedení je zobrazeno na Obr. 52).

## 5.7 Odměrování

Odměrování bude realizováno jako přímé, inkrementální a pravítka budou umístěna na obou ložích pro kontrolu proti křížení portálu. Přímé odměrování je nutné pro dostatečnou přesnost. Nepřímé odměrování na motorech by nedosahovalo dostatečné přesnosti, především kvůli délce hřebenů. Inkrementální odměrování je dostatečná a výrazně levnější varianta oproti absolutnímu odměrování. Jedinou nevýhodou je nutnost referencování, tedy nalezení referenční (známé) polohy pokaždé, když je poloha ztracena, běžně před započítáním provádění CNC kódu.

Hlavním požadavkem na odměrování je přesnost. Portálové stroje díky své velikosti nedosahují velkých přesností, přibližně okolo  $50\mu\text{m}$  [24]. Odměrování je zpravidla řádově přesnější nežli stroj. Mezi odměrováním a obrobenu součástí je celá konstrukce stroje, která se může deformovat a není dokonale přesně vyrobená.

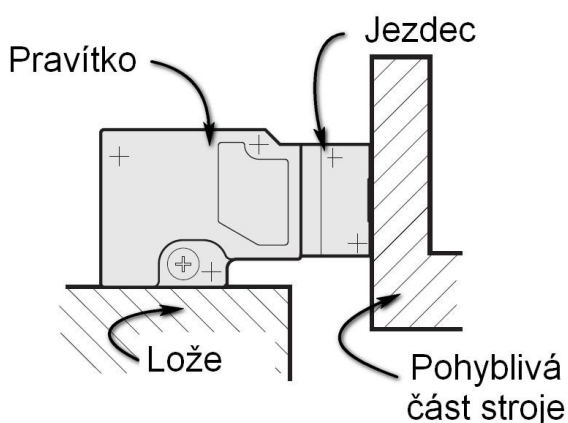


Obr. 53) Schematický náčrt lineárního pravítka Heidenhain [33]

Zvoleno bylo lineární pravítko od firmy Heidenhain. Odměrování je složeno z pravítka, snímače a ochranné konstrukce okolo pravítka proti okolním vlivům. Ochranný obal je tvořen hliníkovým profilem, je utěsněný a je do něj přiváděn tlakový vzduch tvořící přetlak proti pronikání nečistot. Profil je tvořený segmenty o délkách okolo 2 metrů. Samotné pravítko je dodáváno svinuté do svitku, je ohebné a v krytu je napnuto. Snímač je optoelektrický a sleduje drážky na pravítku. Inkrementální pravítko má dvě snímací dráhy, jedna je pro připočítávání inkrementu a druhá pro referencování. Každé dvě referenční značky jsou od sebe vzdáleny o odlišnou vzdálenost, proto když se přejede přes dvě, je dosažena známá poloha. Vzdálenost mezi drážkami pro inkrement, je na celé délce konstantní. [33]

Pro dlouhé délky osy nabízí Heidenhain pouze jeden typ inkrementálního pravítka a to LB 382. Toto pravítko má třídu přesnosti 5 $\mu$ m. Pravítko je vyrobeno z nerezové oceli a má vzdálenost dvou mřížek inkrementu 40 $\mu$ m. Teoreticky tedy může najíždět na polohu každých 40 $\mu$ m, prakticky je možno tento krok zmenšit pomocí sledování náběžných hran a směru pohybu. [33]

Pravítka budou uložena na rohovou plochu na ložích, pro to určenou. Je nutno zajistit rovnoběžnosti a kolmosti na vedení a potažmo na pohyblivou část (jezdec) a jeho uložení. Pravítko musí být uloženo tak, aby bylo zamezeno rozstříku kapalin do pravítka. Buď naležato, nebo nastojato. V tomto případě bude položeno naležato dle Obr. 54).

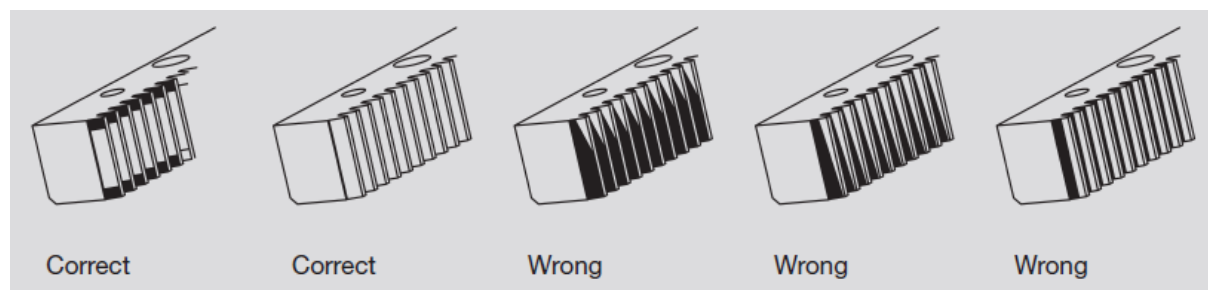


Obr. 54) Uložení pravítka

Jezdec bude upevněn na stojan portálu pomocí speciálního držáku přichyceného na konzolu nosiče pohonů. Pravítko na rozdíl od pohonů má pouze jeden jezdec, může být kratší nežli hřeben, nebo vedení.

## 5.8 Konzola pohonů

Jednotlivé pohony budou připevněny na stojany portálu pomocí konzol, které budou součástí odlitků stojanů. Další možností je použít konzolu, která je přichycena na stojan. Tato řešení se liší především složitostí výroby. Předlité konzoly zvyšují složitost odlitku, ale odpadá svařování a je méně obroběných ploch.

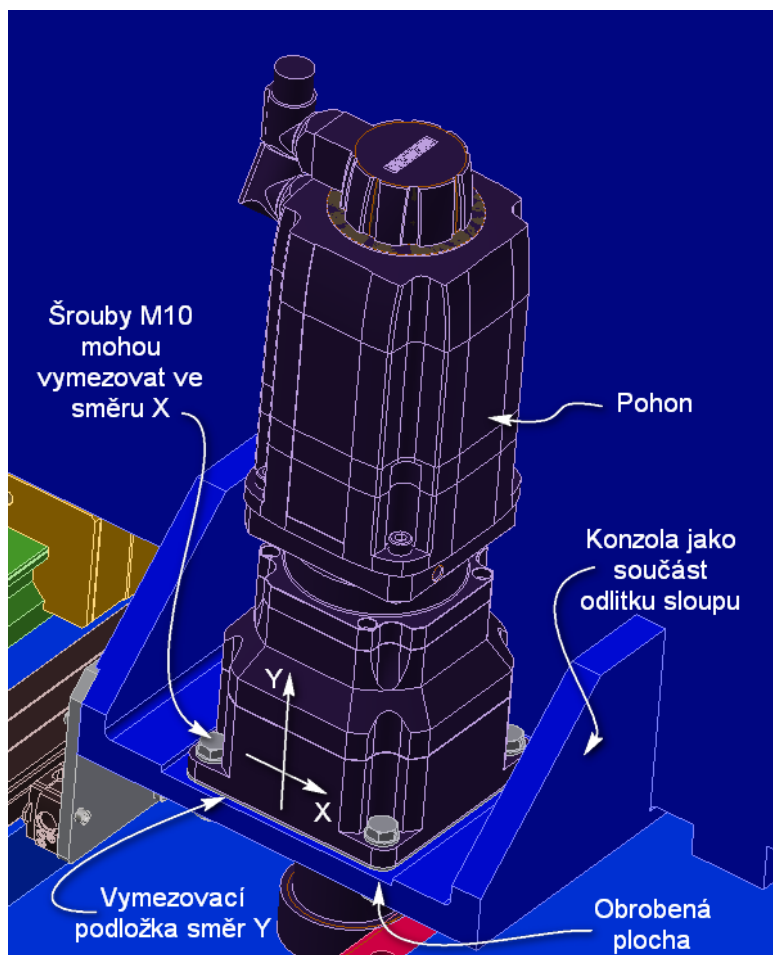


Obr. 55) Chyby styku hřebene a pastorku

Konzola musí zajistit, aby bylo upevnění pohonu dostatečně tuhé a zároveň v přesné poloze oproti hřebeni. Nepřesnosti polohy pastorku oproti hřebeni způsobují nadměrné opotřebení dle Obr. 55). Poloha hřebene je pevně dána, a proto musí být regulace polohy provedena na pohonu. Naklopení může být způsobeno nízkou tuhostí výstupní hřídele

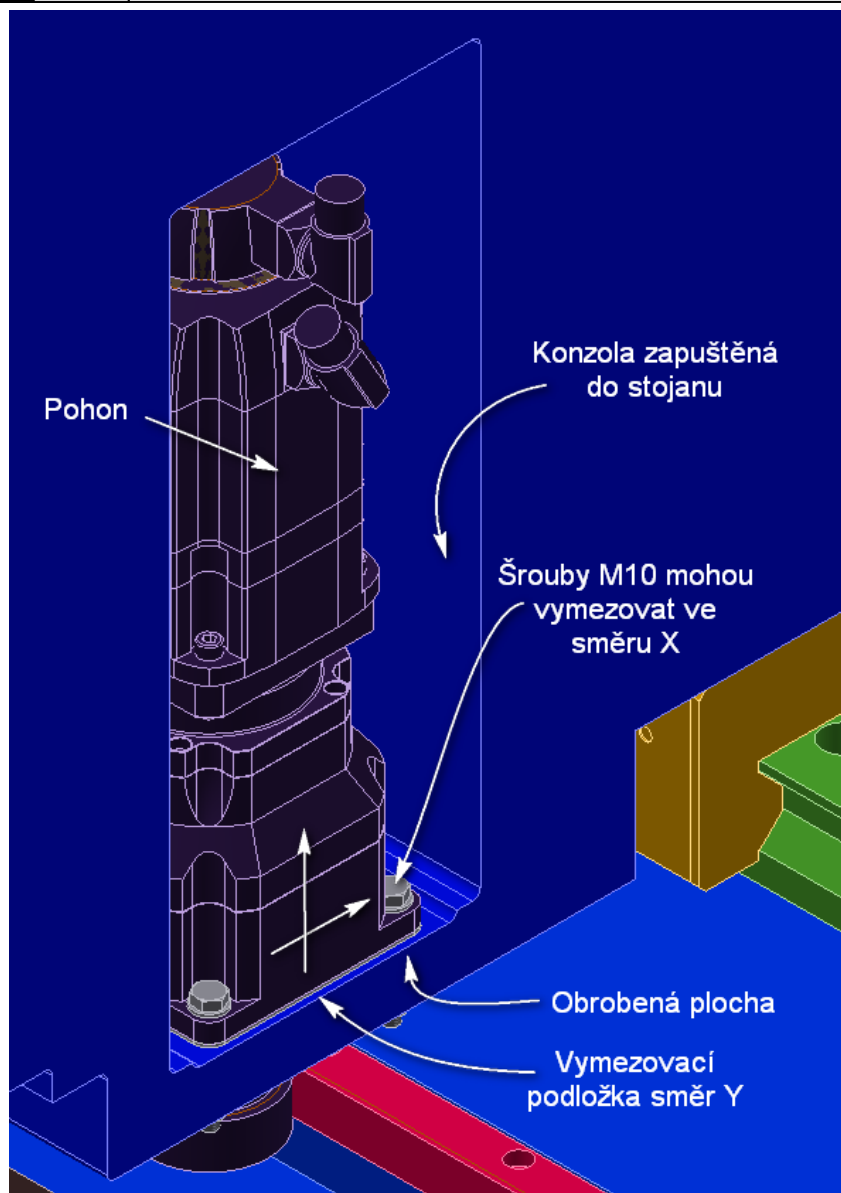
převodovky. Nesprávná osová vzdálenost bude regulována pomocí přestavení pohonu v dírách pro šrouby, tyto díry jsou v jednom směru rozšířeny. Výšková chyba bude regulována pomocí broušené podložky. Styková plocha mezi vymežovací podložkou a konzolou je obrobená.

V tomto ohledu byly vytvořeny dvě verze konzoly pro upevnění pohonů. První varianta je lehká, méně tuhá, motory jsou umístěny na konzole přesahující okraje stojanu. Tato konzola je zobrazena na Obr. 56).



Obr. 56) Konzola pohonu var. 1

Druhá verze je zapuštěna do stojanu portálu. Vzdálenost mezi pastorky je menší a může být kratší hřeben. Uchycení pohonu je více tuhé, ale lehce klesá tuhost stojanu. Byla zvolena 2. varianta zapuštěná. Je zobrazena na Obr. 57).



Obr. 57) Konzola pohonu var. 2

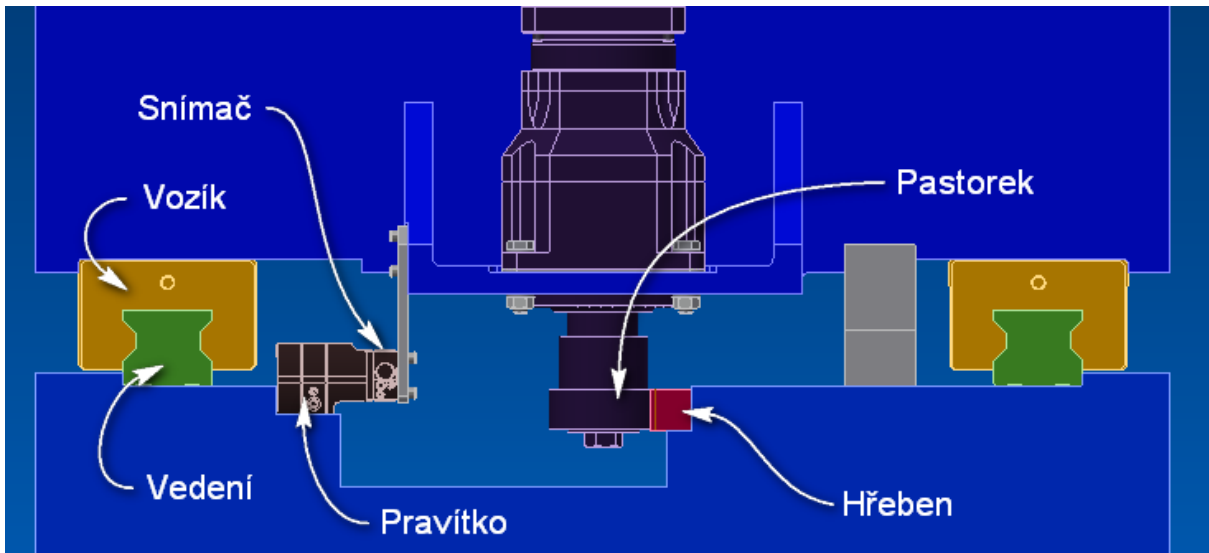
Konzola je na přední i zadní straně sloupu a je symetrická.

### 5.9 Uložení hřebene, odměřování a vedení na loži

Hřeben je umístěn co nejbliže ke středu lože z důvodu eliminace momentů působících na vedení. Odměřování i hřeben jsou doraženy na dvě navzájem kolmé plochy na loži. Je nutno zajistit rovnoběžnost a kolmost těchto ploch proti plochám pro vedení. Vedení, hřeben a pravítka jsou doraženy na plochy a zajištěny šrouby dle návodů výrobců jednotlivých komponent.

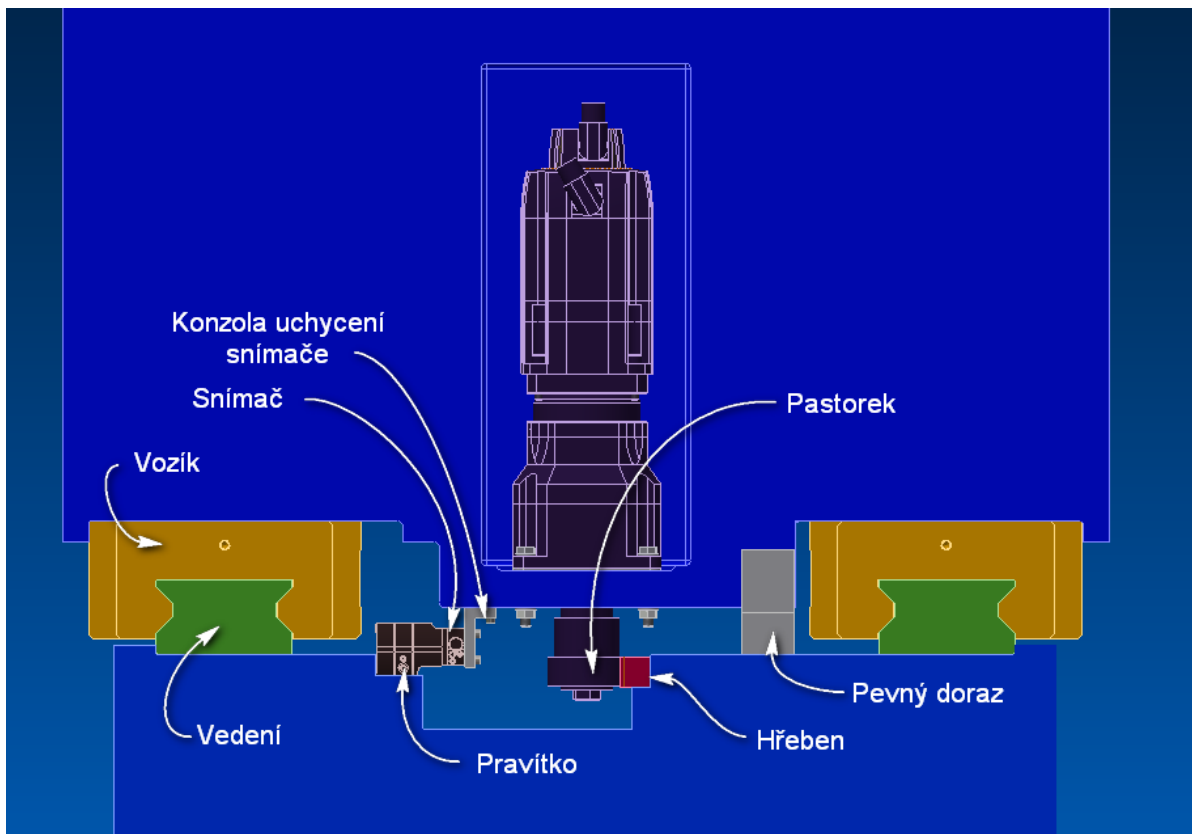
Snímač odměřování je umístěn na pohyblivé části stroje, na stojanu portálu. Na konzole pohonu je vyfrézována plocha pro plech držící snímač.

Na Obr. 58) je znázorněna varianta 1 s menším vedením SRG, konzolou pohonu vystupující z portálu a snímačem odměřování upevněným pomocí plechu.



Obr. 58) Uložení hřebene, odměřování a vedení na loži stroje var.1

Na Obr. 59) Je znázorněna varianta 2. z důvodu velikosti vedení je stojan portálu a lože širší. Pohony jsou zapařeny ve stojanu a uložení je masivnější a tužší. Uchytení snímače odměřování je také masivnější a zajistí menší rozkmitání snímače při vyšších rychlostech.



Obr. 59) Uložení hřebene, odměřování a vedení na loži stroje var.2



## **5.10 Dorazy, brzdy, mazání a krytování**

Tyto součásti jsou řešeny pouze teoreticky, prakticky řešeny nebudou.

### **5.10.1 Dorazy**

V řídicím systému osy je nutno nastavit elektronický doraz, který zastaví portál, když se přibližuje k mechanickému dorazu. Mechanický doraz je umístěn až za tímto elektronickým dorazem, slouží pouze pro havarijní stavy, kdy například nezareaguje brzda nebo podobně. Slouží k zastavení portálu za cenu poškození dorazu. V ideálním stavu stroje by neměl být nikdy použit. Vzdálenost mezi pevnými dorazy je 29680mm. Šířka stojanu portálu je 800mm. Mezi pevnými dorazy lze urazit vzdálenost 28880mm. Vzdálenost mezi elektronickými dorazy je 28800mm, což je posuvová délka osy.

### **5.10.2 Brzdy**

Brzdy jsou řešeny, jako součásti motorů. Měly by mít dostatečný brzdný účinek, v případě nedostatečného brzdného účinku je možno zakomponovat například mezi motor a převodovku nebo jako brzdny vozík vedení. Reálný je i další pastorek připojený pouze na brzdu.

### **5.10.3 Mazání**

Je nutné mazat všechny pohyblivé části osy, kde dochází ke tření. V případě osy je to vedení a styk mezi pastorkem a hřebenem. Vedení je mazáno díky tukové náplni ve vozíku vedení. Vozík je utěsněn a chráněn stěrači. Hřeben může být mazaný nejlépe pomocí mazacího pastorku, maznice nebo čištěný a mazaný tukem v časových intervalech.

### **5.10.4 Krytování**

Krytování je nutné pro zajištění čistoty všech funkčních částí osy. Je možné krytovat samostatně vedení a hřeben, vedení lze také chránit pomocí stěračů. Pravitko je ve svém vlastním krytu. Nebo krytovat všechny funkční části osy, tedy celou horní část lože pomocí teleskopických krytů.

Kryty také přispívají k bezpečnosti stroje.



## 6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

V této práci bylo řešeno především srovnání pohonů pomocí ozubeného hřebene a pastorku a kuličkových šroubů. Pro toto srovnání bylo využito multikriteriální metody hodnocení. Byla zvolena kritéria jednotlivých pohonů a srovnány vzájemně váhy těchto kritérií. Pro srovnání kritérií byla využita Saatyho metoda, hodnocení kritérií z hlediska důležitosti každé s každým, jednotlivá hodnocení kritérií jsou poté geometricky zprůměrována a normována tak, aby suma všech hodnocení jednotlivých kritérií byla 1. Podle kritérií jsou poté hodnoceny varianty pohonů, jedná se o kuličkové šrouby s rotující maticí, šroubem a pastorky s hřebenem. Pro zjištění závislosti na délce jsou hodnoceny varianty těchto pohonů v kombinaci s danou délkou osy. Například hřeben délka 2, 4, 6, 8m. Nejlepší varianta je hodnocena jako 1, ostatní varianty jsou v poměru daném odhadem, dle zkušeností nabytých v rešerši hodnoceny nižšími hodnotami mezi 0 a 1. Vážené součty jednotlivých hodnocení kritérií jsou poté výsledkem hodnocení.

Výsledné hodnocení jednotlivých variant je vyhodnoceno graficky v Obr. 43). Podle tohoto grafu je kuličkový šroub s rotujícím šroubem vhodný maximálně do délky 4 metrů, kuličkový šroub s rotující maticí, dominuje do délky 12 metrů a pastorek a hřeben je výhodný přibližně od 6metrů délky osy a nejlepší varianta od 12 metrů délky osy. Je možné užít ozubeného hřebene i do délky 6 metrů ale varianta s kuličkovým šroubem s rotující maticí je dle tohoto hodnocení výhodnější.

Největší vliv na konečný výsledek měly ceny jednotlivých řešení. Ceny byly řešeny odhadem a poměrem jednoho řešení k druhému, skutečné ceny jednotlivých řešení nejsou veřejně známé a proto byly řešeny odhadem. To přispívá výraznou měrou k nepřesnosti řešení.

Tato metoda hodnocení je výrazně závislá na zkušenostech hodnotitele, a výsledky jsou tedy orientační a diskutabilní. Lepších výsledků by bylo dosaženo s větším množstvím zkušenějších hodnotitelů a průměrováním jejich výsledků.



## 7 ZÁVĚR

Kapitola přehled současného stavu poznání podává náhled do problematiky pohonných soustav, především pomocí hřebene a pastorku a kuličkového šroubu. Okrajově jsou zde rozebrány způsoby odměřování, lineární vedení, motory a portálové obráběcí stroje. Hlavní náplní práce bylo definovat vhodnost pohonu pomocí pastorku a hřebene pro pohon vodorovné lineární osy a závislost této vhodnosti na délce osy. V kapitole 3 byla navržena metodika hodnocení a toto hodnocení provedeno. V kapitole 4 bylo navrženo několik variant uspořádání pohonů portálového stroje typu spodní gantry a vyhodnocena nejlepší varianta. Kapitola 5 pojednává o praktické ukázce návrhu pohonu lineární osy portálového obráběcího stroje typu spodní gantry. Výstupem kapitoly 5 je výkres sestavení v příloze DP.



## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-802-6067-801.
- [2] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 1. 13. Brno: SNTL, 1977, 1296 s. DT 621.
- [3] *Lineární motory* [online]. Otrokovice: Raveo s.r.o, 2017 [cit. 2017-02-24]. Dostupné z: <http://www.linearni-motor.cz/>
- [4] HORNÍKOVÁ, Jana. Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text [online]. Brno: CERM, 2003 [cit. 2017-02-18]. ISBN 80-720-4268-8. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [5] *Produktový katalog Kuličkové šrouby Kuřim*. Kuřim, 2013. Dostupné také z: [http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user\\_upload/Ostatni\\_pdf\\_soubory/Ke\\_stazeni/Nove\\_prospekty/2016\\_Produktovy\\_katalog\\_CZ.pdf](http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf)
- [6] Výpočet průhybu nosníku. *E-Konstrukér: portál pro strojní konstruktéry* [online]. Praha: Infinity Vision, 2013 [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/18-vypocet-pruhybu-nosniku/36-vypocet-pruhybu-staticky-urcite-nosniku/41-vypocet-pruhybu-staticky-urciteho-nosniku>
- [7] BRENÍK, Přemysl a Josef PÍČ. *Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty*. 1. Praha: SNTL, 1982, 576 s. ISBN 04-221-82. DT 621.9-11, TČ L13-E1-IV-41/22648.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-802-1426-290.
- [9] KOZELKA, Antonín. *Katalog produktů: řada GL*. Hennlich. Litoměřice, 2017. Dostupné také z: [https://www.hennlich.cz/uploads/de\\_Katalog\\_GLBE\\_01.pdf](https://www.hennlich.cz/uploads/de_Katalog_GLBE_01.pdf)
- [10] Válce s pístitnicí. In: *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-03-05]. Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/products\\_010200](https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010200)
- [11] KOŠIČ, Petr a Radek KNOFLÍČEK. Umělé svaly: Pneumatické svaly. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2016, **2016**(3), 1 [cit. 2017-03-06]. DOI: 160318. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/umele-svaly-cast-2-pneumaticke-svaly.html>
- [12] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů: část 5. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015, **2015**(7), 1 [cit. 2017-03-06]. DOI: 150740. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabcich-stroju-cast-5.html>
- [13] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [14] , THK. *Precision Ball Screws: Din Standard Compliant Ball Screw*. Tokyo, 2015. Dostupné také z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/335E.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/335E.pdf)
- [15] HLUCHÝ, Miroslav. *Mechanická technologie*. 1. Praha: SNTL, 1966. ISBN 04-203-65. DT 621(075).

- [16] INA Screw Drive Bearings. *INA* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies, 2017 [cit. 2017-03-12]. Dostupné z: [http://www.ina.de/content.ina.de/en/branches/industry/machine\\_tools/maschine\\_tool\\_-\\_product\\_range/screw\\_drive\\_1/gewindetrieblagerungen.jsp](http://www.ina.de/content.ina.de/en/branches/industry/machine_tools/maschine_tool_-_product_range/screw_drive_1/gewindetrieblagerungen.jsp)
- [17] GÜDEL. *Güdel: Rack and pinion program*. Langenthal, 2017. Dostupné také z: [www.gudel.com](http://www.gudel.com)
- [18] Portálová obráběcí centra. *TOS-Kuřim* [online]. Kuřim: Alta Group, 2016 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabecci-centra>
- [19] KOPAL, Miroslav. Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM Průmyslové spektrum*. 2013, **2013**(3), 1. DOI: 130341. Dostupné také z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [20] RENISHAW. *RESOLUTE: Absolute optical encoder with Fanuc serial communications*. GB, 2017. Dostupné také z: <http://resources.renishaw.com/en/details/data-sheet-resolute-absolute-optical-encoder-with-fanuc-serial-communications--88885>
- [21] GAMBINI MECCANICA. *Product Catalogue*. It, 2016, 112 s. Dostupné také z: [http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/05/gambini-catprodotti-igb-def\\_2.pdf](http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/05/gambini-catprodotti-igb-def_2.pdf)
- [22] Extra Long Ball Screw. *Barnes Industries* [online]. Madison Heights: Barnes Industries, 2014 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/extra-long-ball-screw/>
- [23] THK. *Ball Screw: THK General Catalog*. Japan, 2017, 172 s. Dostupné také z: [https://www.thk.com/sites/default/files/documents/uk\\_pdf/product/general/a/ee\\_A15.pdf](https://www.thk.com/sites/default/files/documents/uk_pdf/product/general/a/ee_A15.pdf)
- [24] Components: Drives. *Zimmermann: Milling Solutions* [online]. Germany: F. Zimmermann, 2017 [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com/en/products/components/>
- [25] Řešení tepelných deformací obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013, **2013**(7), 1 [cit. 2017-04-09]. DOI: 130734. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/reseni-tepelnych-deformaci-obrabeccich-stroju.html>
- [26] BOROVCOVÁ, Martina. *Metody vícekriteriálního hodnocení variant a jejich využití při výběru produktu finanční instituce*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010. Dostupné také z: [https://www.ekf.vsb.cz/export/sites/ekf/rmfr/.content/galerie-dokumentu/2014/plne-zneni-prispevku/Borovcova.Martina\\_1.pdf](https://www.ekf.vsb.cz/export/sites/ekf/rmfr/.content/galerie-dokumentu/2014/plne-zneni-prispevku/Borovcova.Martina_1.pdf)
- [27] ATLANTA. *Servo Drive Systems*. 1. USA, 2016, 247 s. Dostupné také z: <http://www.atlantadrives.com/pdf/atlanta.pdf>
- [28] Machining power. *Iscar* [online]. Israel: Iscar, 2012 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://mpwr.iscar.com/machiningpwr/machiningpower.wgx?vwginstance=070a9b94ffde4c67b807949bbd458317>
- [29] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3334-5.
- [30] SIEMENS. *SIMOTION, SINAMICS S120 & SIMOTICS: Equipment for Production Machines*. 1. Německo, 2013. Dostupné také z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/pm21/cat\\_pm\\_21\\_2013\\_en.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/cat_pm_21_2013_en.pdf)
- [31] APEX DYNAMICS. *AF Series: Specifications*. US, 2017. Dostupné také z: [http://www.apexdynamicsusa.com/lanotattachments/download/file/id/59/store/1/af\\_specs.pdf](http://www.apexdynamicsusa.com/lanotattachments/download/file/id/59/store/1/af_specs.pdf)
- [32] THK. *Caged Roller LM Guide: Roller Cage Effect Ultra-super-high Rigidity SRG/SRN*. Tokyo, Japan, 2017, 28 s. Dostupné také z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/270-11E\\_SRG\\_SRN.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/270-11E_SRG_SRN.pdf)



[33] HEIDENHAIN. *Linear Encoders: For Numerically Controlled Machine Tools*. Německo, 2016, 60 s. Dostupné také z: [http://www.heidenhain.com/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](http://www.heidenhain.com/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)

[34] THK. *Wide Caged-roller LM Guide: SRW130,150*. Japan, 2017. Dostupné také z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/347E\\_SRW130\\_150.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/347E_SRW130_150.pdf)

## 9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 9.1 Seznam symbolů

Veličina	Značka	Jednotky
Účinnost	$\eta$	[-]
Ludolfovo číslo	$\pi$	[-]
Zrychlení	a	[m/s <sup>2</sup> ]
Úhlové zrychlení	$\alpha$	[rad/s <sup>2</sup> ]
Rychlost	v	[m/s], [m/min]
Otáčky	n	[ot/min]
Úhlová rychlost	$\omega$	[rad/s]
Posunutí	s	[m]
Úhel	$\varphi$	[rad]
Čas	t	[s]
Hmotnost	m	[kg]
Moment setrvačnosti	J	[kgm <sup>2</sup> ]
Poloměr	r	[mm]
Průměr	d	[mm]
Hustota	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]
Úhel sklonu šroubovice	$\beta$	[rad]

### 9.2 Seznam tabulek

TAB 1) SOUČINITELE TŘENÍ V POHYBOVÝCH ŠROUBECH [8] .....	20
TAB 2) ÚCHYLKY STOUPÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ [5] .....	28
TAB 3) PARAMETRY OS X PORTÁLOVÝCH STROJŮ .....	38
TAB 4) ZÁVISLOST DEFORMACE PRUTU O PRŮMĚRU 130MM NA ULOŽENÍ A DÉLCE .....	46
TAB 5) ROZPTYL NA DÉLCE ZÁVITU 300MM A NA JEDNU OTÁČKU .....	52
TAB 6) CHYBY STOUPÁNÍ ZÁVITŮ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ THK [23]....	53
TAB 7) CHYBA CELKOVÉ ROZTEČE HŘEBENE MODUL 10 [21].....	54
TAB 8) CHYBA JEDNÉ ROZTEČE HŘEBENE MODUL 10 [21].....	55

TAB 9) SAATYM DOPORUČENÉ DESKRIPTORY [26].....	57
TAB 10) SAATYHO MATICE VYHODNOCENÍ USPOŘÁDÁNÍ POHONU.....	62
TAB 11) HODNOCENÍ VARIANT USPOŘÁDÁNÍ POHONU .....	63
TAB 12) VSTUPNÍ PARAMETRY .....	65
TAB 13) MOMENTY SETRVAČNOSTÍ A HMOTNOSTI.....	66
TAB 14) STATICKÉ A DYNAMICKÉ SÍLY.....	67
TAB 15) PARAMETRY HŘEBENE [27] .....	68
TAB 16) ÚČINNOSTI [1][31] .....	70
TAB 17) PARAMETRY PRO VOLBU MOTORU .....	70
TAB 18) PARAMETRY PŘEVODOVKY APEX AF 140 [31].....	72
TAB 19) PARAMETRY PASTORKU [27] .....	72

### 9.3 Seznam obrázků

OBR. 1) POHONNÉ SOUSTAVY LINEÁRNÍ OSY.....	19
OBR. 2) SÍLY V POSUVOVÝCH ŠROUBECH [8] .....	20
OBR. 3) OZUBENÝ HŘEBEN [8].....	21
OBR. 4) ŠNEKOVÉ PŘEVODY A) ŠNEKOVÉ KOLO A OZUBENÝ HŘEBEN B) ŠNEKOVÉ KOLO A ŠNEKOVÝ HŘEBEN [13].....	22
OBR. 5) KLIKOVÝ MECHANISMUS.....	22
OBR. 6) VAČKY A) PLOCHÉ ZDVIHÁTKO, B) ROLNA [2] .....	23
OBR. 7) POHON OSY POMOCÍ OZUBENÉHO ŘEMENE [9] .....	24
OBR. 8) LINEÁRNÍ MOTOR [3].....	24
OBR. 9) VÁLEC A PÍST A) PŘÍKLAD [10], B) OVLÁDÁNÍ [7] .....	25
OBR. 10) UMĚLÝ SVAL FESTO [11] .....	25
OBR. 11) SILOVÉ POMĚRY V KULIČKOVÝCH ŠROUBECH .....	26
OBR. 12) ÚČINNOST KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ [23].....	27
OBR. 13) VÝROBA KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ A) VÁLCOVÁNÍ, B) OKRUŽOVÁNÍ, C) BROUŠENÍ [5] .....	27
OBR. 14) PROFIL ZÁVITU [13] .....	28
OBR. 15) LOŽISKA ZARN A ZARF .....	29
OBR. 16) ZÁVISLOST MEZNÍCH OTÁČEK ŠROUBU NA ULOŽENÍ A DÉLCE ŠROUBU PODLE THK [14].....	29
OBR. 17) PŘEDEPNUTÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ [5] .....	30
OBR. 18) PŘEVODNÍKY KULIČEK [5] .....	30
OBR. 19) PRŮHYB PRUTU [6] .....	31
OBR. 20) LINEÁRNÍ KULIČKOVÉ LOŽISKO [16] .....	31

OBR. 21)NÁZVOSLOVÍ OZUBENÍ [8].....	32
OBR. 22)FRÉZOVÁNÍ DĚLÍCÍM ZPŮSOBEM [15].....	33
OBR. 23)OBRÁŽENÍ OZUBENÍ [15] .....	33
OBR. 24)ODVALOVACÍ FRÉZOVÁNÍ [15] .....	34
OBR. 25)PŘÍMÉ A ŠIKMÉ OZUBENÍ [17] .....	35
OBR. 26)DVA ROVNOBĚŽNÉ PASTORKY VYMEZENÉ OPROTI SOBĚ SPECIÁLNÍ PŘEVODOVKOU [13].....	36
OBR. 27)METODA VYMEZENÍ VŮLE MASTER-SLAVE.....	36
OBR. 28)MASTER-SLAVE PRINCIP [1].....	37
OBR. 29)KONCEPCE PORTÁLOVÝCH STROJŮ: SPODNÍ GANTRY, PEVNÝ PORTÁL, HORNÍ GANTRY [18].....	38
OBR. 30)ABSOLUTNÍ LINEÁRNÍ OPTICKÉ ODMĚŘOVÁNÍ RENISHAW [20]	39
OBR. 31)ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH VEDENÍ .....	40
OBR. 32)MONTÁŽ VÍCE HŘEBENŮ V ŘADĚ [21] .....	44
OBR. 33)STATICKY URČITÝ PRUT [6] .....	45
OBR. 34)DEFORMACE PRUTU PŮSOBENÍM GRAVITACE .....	46
OBR. 35)VZPĚRNÁ STABILITA KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ .....	47
OBR. 36)SCHEMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ POHONU OSY .....	48
OBR. 37)NABÍDKA PRŮMĚRŮ A STOUPÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ SHUTON .....	49
OBR. 38)ZÁVISLOST TUHOSTI ŠROUBU NA DÉLCE ŠROUBU [23].....	51
OBR. 39)ZÁVISLOST CHYBY STOUPÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ NA DÉLCE ŠROUBU [23].....	52
OBR. 40)RŮST CHYBY STOUPÁNÍ V ZÁVISLOSTI NA DÉLCE ŠROUBU ...	53
OBR. 41)ZÁVISLOST CHYBY ROZTEČE NA DÉLCE HŘEBENE.....	54
OBR. 42)NORMOVANÁ VÁHA KRITÉRIÍ.....	58
OBR. 43)ZHODNOCENÍ VHODNOSTI POHONŮ LINEÁRNÍ OSY.....	59
OBR. 44)KONCEPCE STROJE [18].....	60
OBR. 45)VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ POHONŮ .....	61
OBR. 46)NORMOVANÁ VÁHA KRITÉRIÍ USPOŘÁDÁNÍ POHONŮ .....	62
OBR. 47)SROVNÁNÍ VARIANT USPOŘÁDÁNÍ POHONŮ .....	63
OBR. 48)MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORŮ ŘADY SIMOTICS S [30] 69	
OBR. 49)MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORU 1FT7064-5AF7 [30]	71
OBR. 50)SESTAVA POHONU .....	73
OBR. 51)USPOŘÁDÁNÍ VEDENÍ [32].....	74
OBR. 52)LINEÁRNÍ VEDENÍ S VOZÍKEM THK SRW [34] .....	75

<b>OBR. 53) SCHEMATICKÝ NÁKRES LINEÁRNÍHO PRAVÍTKA HEIDENHAIN [33] 76</b>	
<b>OBR. 54) ULOŽENÍ PRAVÍTKA.....</b>	<b>77</b>
<b>OBR. 55) CHYBY STYKU HŘEBENE A PASTORKU .....</b>	<b>77</b>
<b>OBR. 56) KONZOLA POHONU VAR. 1.....</b>	<b>78</b>
<b>OBR. 57) KONZOLA POHONU VAR. 2.....</b>	<b>79</b>
<b>OBR. 58) ULOŽENÍ HŘEBENE, ODMĚŘOVÁNÍ A VEDENÍ NA LOŽI STROJE VAR.1 .....</b>	<b>80</b>
<b>OBR. 59) ULOŽENÍ HŘEBENE, ODMĚŘOVÁNÍ A VEDENÍ NA LOŽI STROJE VAR.2.....</b>	<b>80</b>

## 10 SEZNAM PŘÍLOH

### 10.1 Příloha 1 Saatyho matice

Saatyho matice	Technologická a konstrukční složitost	Přesnost výroby	Setrvačné hmoty	Mezní otáčky	Teplota	Tuhost	Cena uložení	Cena šroubu/hřebenu	Cena pohonu	Geometrický průměr	Normovaný geometrický průměr
Technologická a konstrukční složitost	1	7	3	5	3	3	1/5	1/5	1/5	1,252	0,1
Přesnost výroby	1/7	1	1	1/5	1/5	1/5	1/5	1/5	1/5	0,2755	0,02
Setrvačné hmoty	1/3	1	1	1/7	1/3	1/3	1/5	1/5	1/5	0,3266	0,03
Mezní otáčky	1/5	5	7	1	5	5	1/3	1/3	1/3	1,2308	0,1
Teplota	1/3	5	3	1/5	1	1	1/3	1/3	1/3	0,6934	0,06
Tuhost	1/3	5	3	1/5	1	1	1/3	1/3	1/3	0,6934	0,06
Cena uložení	5	5	5	3	3	3	1	1	1/3	2,1828	0,18
Cena šroubu/hřebenu	5	5	5	3	3	3	1	1	1/3	2,1828	0,18
Cena pohonu	5	5	5	3	3	3	3	3	1	3,1482	0,26

## 10.2 Příloha 2 hodnocení variant na základě kritérií

	Technologická a konstrukční složitost	Přesnost výroby	Setrvačné hmoty	Mezní otáčky	Teplota	Tuhost	Cena uložení	Cena šroubu/hřebenu	Cena pohonu
Hřeben délka 2m	1	0,8	1	1	1	1	1	1	0,7
Hřeben délka 4m	1	0,8	1	1	1	1	1	1	0,7
Hřeben délka 6m	1	0,8	1	1	1	1	0,9	0,95	0,7
Hřeben délka 8m	1	0,8	1	1	1	1	0,8	0,9	0,7
Hřeben délka 10m	1	0,8	1	1	1	1	0,75	0,85	0,7
Hřeben délka 12m	1	0,8	1	1	1	1	0,7	0,8	0,7
Hřeben délka 14m	1	0,75	1	1	1	1	0,65	0,75	0,7
Hřeben délka 16m	1	0,7	1	1	1	1	0,6	0,7	0,7
Hřeben délka 18m	1	0,65	1	1	1	1	0,55	0,65	0,7
Hřeben délka 20m	1	0,6	1	1	1	1	0,5	0,6	0,7
Hřeben délka 25m	1	0,5	1	1	1	1	0,45	0,55	0,7
Hřeben délka 30m	1	0,5	1	1	1	1	0,4	0,5	0,7
Hřeben délka 35m	1	0,5	1	1	1	1	0,35	0,45	0,7
Hřeben délka 40m	1	0,5	1	1	1	1	0,3	0,4	0,7
Šroub s rotující hřídelí 2m	1	1	0,8	0,8	1	1	1	1	1
Šroub s rotující hřídelí 4m	1	1	0,6	0,6	0,8	0,95	0,9	1	1
Šroub s rotující hřídelí 6m	0,8	1	0,4	0,4	0,7	0,9	0,5	0,8	0,95
Šroub s rotující hřídelí 8m	0,5	0,6	0,2	0,2	0,6	0,85	0,2	0,6	0,9
Šroub s rotující maticí 2m	1	1	0,85	0,9	1	1	1	1	1
Šroub s rotující maticí 4m	1	1	0,85	0,9	0,8	0,95	1	1	1
Šroub s rotující maticí 6m	1	1	0,85	0,9	0,7	0,9	0,9	0,8	1
Šroub s rotující maticí 8m	0,9	1	0,85	0,85	0,6	0,85	0,9	0,85	1
Šroub s rotující maticí 10m	0,8	0,9	0,8	0,85	0,5	0,8	0,9	0,8	1
Šroub s rotující maticí 12m	0,7	0,8	0,8	0,85	0,5	0,75	0,9	0,75	1
Šroub s rotující maticí 14m	0,4	0,75	0,8	0,85	0,5	0,7	0,9	0,4	1
Šroub s rotující maticí 16m	0,4	0,7	0,8	0,85	0,5	0,65	0,85	0,35	1
Šroub s rotující maticí 18m	0,3	0,65	0,8	0,85	0,5	0,6	0,85	0,3	1
Šroub s rotující maticí 20m	0,3	0,6	0,8	0,85	0,4	0,55	0,85	0,25	1
Šroub s rotující maticí 25m	0,2	0,6	0,8	0,85	0,3	0,5	0,85	0,2	1

### 10.3 Příloha 3 vážené hodnocení variant

	Technická a konstrukční složitost	Přesnost výroby	Setrvačné hmoty	Mezní otáčky	Teplota	Tuhost	Cena uložení	Cena Šroubu/hřebenu	Cena pohonu	Celkem
Hřeben délka 2m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,182	0,182	0,184	0,917
Hřeben délka 4m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,182	0,182	0,184	0,917
Hřeben délka 6m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,164	0,173	0,184	0,889
Hřeben délka 8m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,146	0,164	0,184	0,862
Hřeben délka 10m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,137	0,155	0,184	0,844
Hřeben délka 12m	0,104	0,018	0,027	0,103	0,058	0,058	0,127	0,146	0,184	0,826
Hřeben délka 14m	0,104	0,017	0,027	0,103	0,058	0,058	0,118	0,137	0,184	0,806
Hřeben délka 16m	0,104	0,016	0,027	0,103	0,058	0,058	0,109	0,127	0,184	0,787
Hřeben délka 18m	0,104	0,015	0,027	0,103	0,058	0,058	0,100	0,118	0,184	0,767
Hřeben délka 20m	0,104	0,014	0,027	0,103	0,058	0,058	0,091	0,109	0,184	0,748
Hřeben délka 25m	0,104	0,011	0,027	0,103	0,058	0,058	0,082	0,100	0,184	0,728
Hřeben délka 30m	0,104	0,011	0,027	0,103	0,058	0,058	0,073	0,091	0,184	0,709
Hřeben délka 35m	0,104	0,011	0,027	0,103	0,058	0,058	0,064	0,082	0,184	0,691
Hřeben délka 40m	0,104	0,011	0,027	0,103	0,058	0,058	0,055	0,073	0,184	0,673
Šroub s rotující hřídelí 2m	0,104	0,023	0,022	0,082	0,058	0,058	0,182	0,182	0,263	0,974
Šroub s rotující hřídelí 4m	0,104	0,023	0,016	0,062	0,046	0,055	0,164	0,182	0,263	0,915
Šroub s rotující hřídelí 6m	0,084	0,023	0,011	0,041	0,040	0,052	0,091	0,146	0,250	0,737
Šroub s rotující hřídelí 8m	0,052	0,014	0,005	0,021	0,035	0,049	0,036	0,109	0,236	0,558
Šroub s rotující maticí 2m	0,104	0,023	0,023	0,092	0,058	0,058	0,182	0,182	0,263	0,986
Šroub s rotující maticí 4m	0,104	0,023	0,023	0,092	0,046	0,055	0,182	0,182	0,263	0,971
Šroub s rotující maticí 6m	0,104	0,023	0,023	0,092	0,040	0,052	0,164	0,146	0,263	0,908
Šroub s rotující maticí 8m	0,094	0,023	0,023	0,087	0,035	0,049	0,164	0,155	0,263	0,893
Šroub s rotující maticí 10m	0,084	0,021	0,022	0,087	0,029	0,046	0,164	0,146	0,263	0,861
Šroub s rotující maticí 12m	0,073	0,018	0,022	0,087	0,029	0,043	0,164	0,137	0,263	0,836
Šroub s rotující maticí 14m	0,042	0,017	0,022	0,087	0,029	0,040	0,164	0,073	0,263	0,737
Šroub s rotující maticí 16m	0,042	0,016	0,022	0,087	0,029	0,038	0,155	0,064	0,263	0,715
Šroub s rotující maticí 18m	0,031	0,015	0,022	0,087	0,029	0,035	0,155	0,055	0,263	0,691
Šroub s rotující maticí 20m	0,031	0,014	0,022	0,087	0,023	0,032	0,155	0,046	0,263	0,672
Šroub s rotující maticí 25m	0,021	0,014	0,022	0,087	0,017	0,029	0,155	0,036	0,263	0,644

**10.4 Příloha 4 3D model varianty 2 návrhu lineární osy**

**10.5 Příloha 5 Výkres sestavení varianty 2 návrhu lineární osy**

**10.6 Příloha 6 Sešit Microsoft Excel s návrhovými výpočty a multikriteriálním hodnocením v kapitolách 3 a 4**