



# 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

## NOVÁ ŘADA KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

NEW SERIES OF BALL SCREWS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Chalupa

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

BRNO 2016

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Josef Chalupa</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>prof. Ing. Jiří Marek, Dr.</b>
Akademický rok:	2015/16

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:

## Nová řada kuličkových šroubů

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kuličkový šroub s maticí je nezbytnou součástí stavby CNC obráběcího stroje. Z těchto důvodů je nutné věnovat jeho konstrukci náležitou pozornost.

### Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout novou řadu kuličkových šroubů.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s potřebnými výpočty
2. Systémový rozbor a popis vlivů které působí na konstrukci KŠM
3. Alespoň dvě nová konstrukční řešení oproti současné konstrukci KSK Kuřim
4. Výběr optimální varianty na základě technického zhodnocení
5. Výběr optimální varianty na základě nákladového zhodnocení
6. Konstrukce vybraného uzlu.
7. Detailní výkres daného uzlu

### Seznam literatury:

Marek, J., a kol., (2014): Konstrukce CNC obráběcích strojů III. MM Průmyslové spektrum, Praha.

Kuličkové šrouby Kuřim, <http://www.ks-kurim.cz>, přístup 25.listopadu 2015.

Tos Kuřim, <http://www.tos-kurim.cz>, přístup 25.listopadu 2015.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

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 konstrukcí kuličkové rotující matice. V úvodu práce je provedena rešerše na současný stav ve stavbě přímočarých polohovacích os a oblastech s tím spojených. V další kapitole jsou shrnuty základní pojmy týkající se KŠM a jsou popsány současné konstrukce rotující matice. Poté se práce zabývá hranicemi mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující kuličkovou maticí. Na základě omezení a zvolených kritérií jsou doporučeny parametry pro rotující matici. V poslední kapitole je provedeno konkrétní řešení jedné velikosti rotující matice s potřebnými výpočty.

### **Klíčová slova**

Rotující matice kuličkového šroubu, hranice mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující maticí

## **ABSTRACT**

This thesis deals with construction of rotary-nut ball screw. In the first chapter technical research at the current state of linear positioning systems and matters associated with them is listed. The next chapter treats of basic concepts and designs referring to ball screws. Further on the boundary between rotary ball screw and rotary- nut ball screw is described. On basis of restrictions and selected criterions solution of one size of rotary – nut ball screw with all the calculations.

### **Keywords**

Rotary – nut ball screw, boundary between rotary ball screw and rotary- nut ball screw



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

CHALUPA, J. *Nová řada kuličkových šroubů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne

.....

Chalupa Josef



## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr. za jeho cenné rady, připomínky a nápady, kterými přispěl k vypracování práce a dále zaměstnancům firmy Kuličkové šrouby Kuřim a.s. za odborné rady.





## OBSAH

<b>1 Úvod .....</b>	<b>15</b>
1.1 Posuvová lineární soustava .....	16
1.2 Vedení .....	16
1.2.1 Kluzné vedení .....	16
1.2.2 Valivé vedení .....	18
1.2.3 Porovnání vlastností vedení .....	18
1.3 Způsob náhonu .....	19
1.3.1 Pastorek a hřeben .....	19
1.3.2 Kuličkový šroub a matice .....	20
1.3.3 Lineární motor .....	20
1.3.4 Porovnání způsobů náhonu .....	21
1.3.5 Použití KŠM, pastorku a hřebene .....	23
<b>2 Materiál ve stavbě CNC obráběcích strojů .....</b>	<b>25</b>
<b>3 Současný stav ve stavbě přímočaré polohovací osy .....</b>	<b>27</b>
3.1 HARDINGE Inc. ....	27
3.2 Doosan Machine Tools .....	27
3.3 Zimmermann Inc. ....	28
3.4 Další společnosti .....	28
<b>4 Kuličkový šroub a matice .....</b>	<b>29</b>
4.1 Základní technické parametry .....	29
4.2 Hřídel kuličkového šroubu .....	30
4.3 Kuličková matice .....	30
4.4 Kuličky .....	31
4.5 Geometrie .....	31
4.6 Pohybové možnosti .....	33
4.6.1 Zvláštní případ lineární pohybové osy .....	34
4.7 Současná konstrukce KŠM s rotující maticí .....	35
4.8 Výrobci KŠM s rotující maticí .....	37
<b>5 Hranice mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující kuličkovou maticí .....</b>	<b>39</b>
5.1 Redukovaný moment setrvačnosti .....	39
5.2 Shrnutí, porovnání .....	41
<b>6 Nová řada kuličkových šroubů s rotující maticí .....</b>	<b>45</b>
6.1 Předběžný návrh nové řady KŠM s rotující maticí .....	45
6.1.1 Návrh rychloposuvů .....	45
6.1.2 Kritické otáčky .....	47

6.1.3 Návrh předběžné řady pro rotující matici.....	50
6.2 Návrh nové řady KŠM s rotující maticí.....	52
6.2.1 Otáčkový faktor a rychloposuv .....	52
6.2.2 Maximální axiální zatížení vzhledem k vzpěru.....	53
6.2.3 Axiální statická a dynamická únosnost .....	55
6.2.4 Životnost.....	58
6.2.5 Moment motoru.....	60
6.3 Shrnutí nové řady pro rotující matici .....	63
<b>7 Konstrukce rotující matice .....</b>	<b>65</b>
7.1 Vstupní parametry a základní výpočet.....	65
7.2 Návrh variant rotující matice .....	67
7.3 Výběr optimální varianty .....	70
7.3.1 Výběr na základě technického řešení .....	70
7.3.2 Výběr na základě nákladového řešení .....	70
7.4 Detailní konstrukce rotující matice .....	71
7.4.1 Vnitřní těleso kuličkové matice.....	72
7.4.2 Vnější těleso kuličkové matice.....	74
7.4.3 Převaděče kuliček.....	77
7.4.4 Návrh ložisek.....	78
7.4.5 Mazání a ucpávky.....	79
7.4.6 Pevnostní kontrola (MKP).....	80
7.4.7 Sestava rotující matice.....	82
<b>8 Závěr .....</b>	<b>83</b>
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>85</b>
<b>Seznam použitých symbolů a zkratk.....</b>	<b>87</b>
<b>Seznam obrázků, tabulek a grafů.....</b>	<b>90</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>92</b>

## 1 Úvod

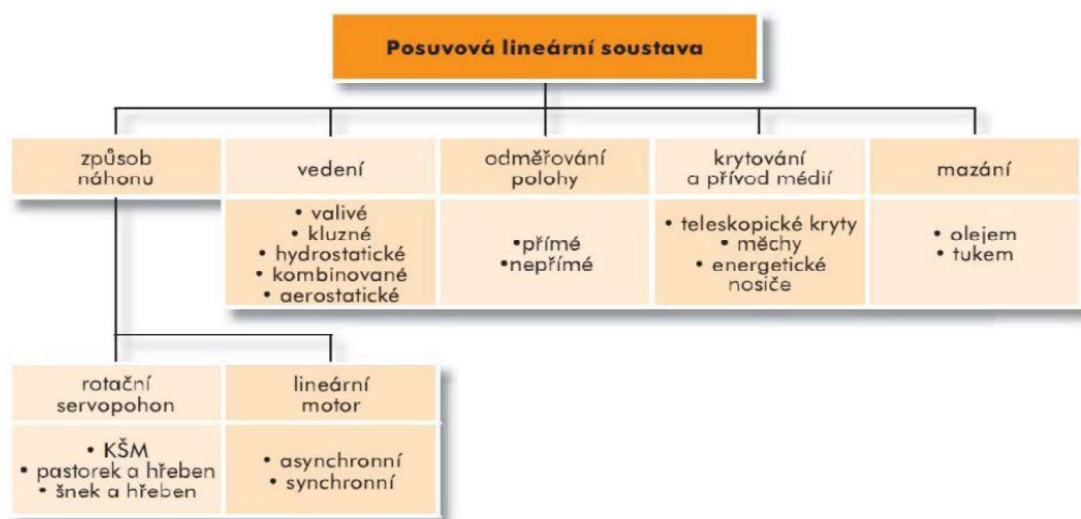
V současnosti se technika neustále vyvíjí a každý výrobce se snaží co nejvíce vyhovět čím dál více náročnějším podmínkám zákazníků. Dochází ke zvyšování produktivity, spolehlivosti, přesnosti obroběných dílů a zjednodušování ovladatelnosti. Pro splnění požadavků zákazníka je výrobce nucen volit optimální variantu řešení, jak z konstrukčního, technického, tak i ekonomického hlediska.

CNC obráběcí stroj má několik hlavních konstrukčních uzlů např. nosnou soustavu, rotační soustavu, automatická výměna nástrojů, obrobků a další. Velmi důležitým uzlem je lineární posuvová soustava, která má vliv na přesnost obrábění. Je proto nutné zvolit vhodný typ náhonu s požadovanou přesností i s ohledem na ekonomickou stránku.

Výrobci kuličkových šroubů a matic nabízí základní sortiment, ale také nabízí řešení na míru pro zákazníka. Ve většině případů se jedná o řešení s rotující hřídelí kuličkového šroubu. V případě rotující matice je výběr ze základního sortimentu úzký. Výrobci také neuvádí, kdy je vhodnější použít rotující hřídel a kdy rotující matici. Tato problematika je rozebrána v jedné z kapitol a následně je proveden výběr vhodných parametrů pro rotující matici na základně zvolených kritérií. Dále je zpracováno konstrukční řešení rotující kuličkové matice.

## 1.1 Posuvová lineární soustava

Posuvové soustavy slouží k přemísťování částí obráběcích strojů, nesoucích řezný nástroj nebo obrobek, na požadované místo. Jejich přesnost polohování a rychlost určují kvalitu a produktivitu obráběcích strojů. Posuvové soustavy mohou být přímo poháněny lineárními motory nebo rotačním pohonem a to přes kuličkový šroub a matici či pastorek a hřeben. Posuvová soustava se skládá z náhonu, vedení, odměřování polohy, mazání, krytování a přívodu médií. Rotační motor může být připojen ke kuličkovému šroubu přímo nebo prostřednictvím převodového mechanismu [1].



Obr. 1 Morfologie posuvové soustavy [1].

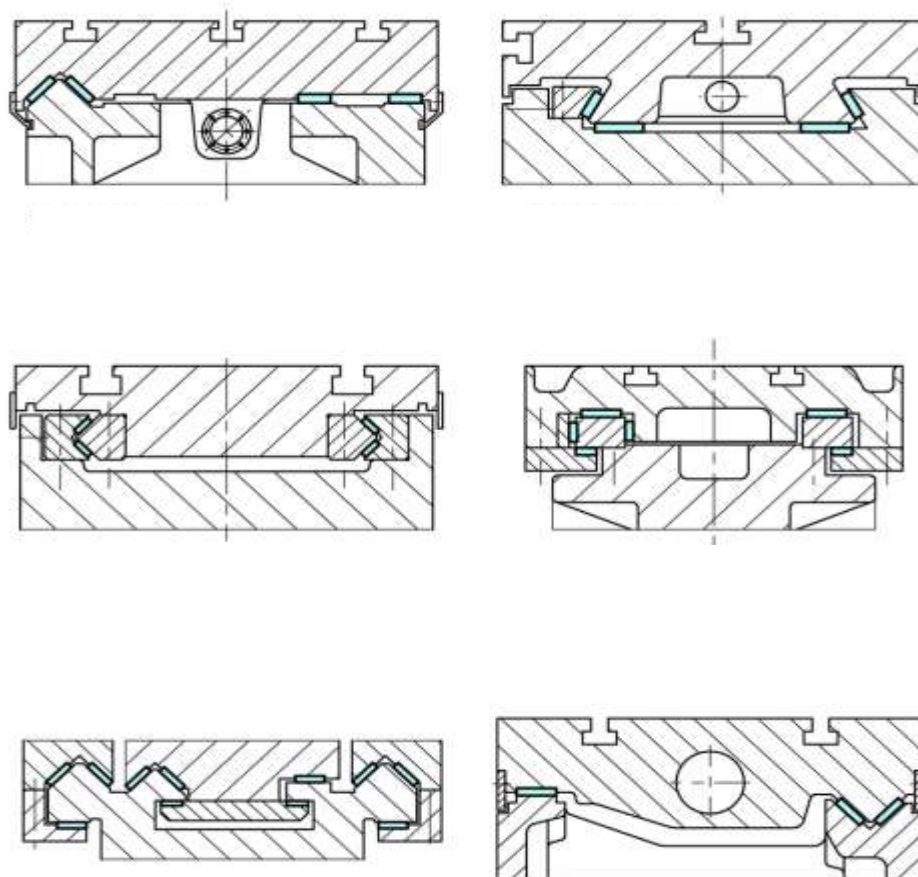
## 1.2 Vedení

Pro velkou modularitu obráběcích strojů a velký výkon se často používají valivá vedení. Oproti tomu stojí hydrostatická vedení, která jsou spíše používána v aplikacích s vyšší přesností, tuhostí a částečným tlumením. Aerostatická a magnetická vedení se používají pro aplikace s vysokou přesností a s malým vnějším zatížením.

### 1.2.1 Kluzné vedení

Kluzná vedení se vyznačují dobrým tlumením, odolností proti nárazu a velkou nosností až do 140 MPa. Využívají se při rychlostech posuvu do 0,5 m/s. Nejlepšího kontaktu, vůči sobě se pohybujících, kluzných ploch lze dosáhnout jejich zaškrabáním. Kluzné plochy

jsou mazány mazivem, které je do prostoru přiváděno mazacími kanálky. Ty jsou umístěny na pohyblivé ploše. Pro získání nižší třecí síly se vodící plochy potahují tenkou vrstvou polymeru s nízkým koeficientem tření. Vodící plochy mohou být různých tvarů a různého vzájemného uspořádání [1], [12].



Obr. 2 Uspořádání vodících ploch [12].

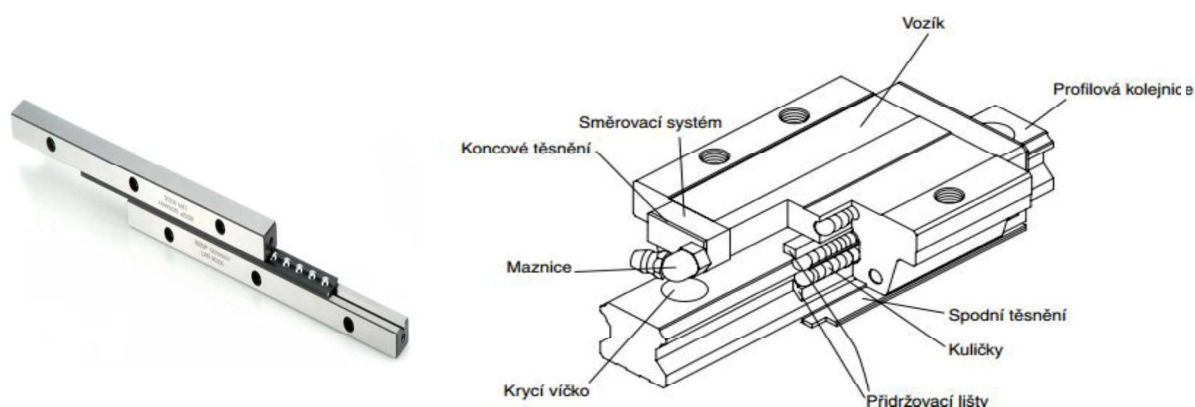
Jako materiály pro vodící plochy se používají páry materiálů např. litina, ocel, bronz a umělé hmoty. Velmi důležitým faktorem pro hladký a plynulý pohyb je zabránění trhavým pohybům. Ty nastávají v případě, že statický koeficient tření je vyšší než dynamický koeficient tření. Pro zabránění tohoto jevu výrobci využívají polymerních materiálů s přísadami podporujícími mazání [1], [12].

U hydrostatického vedení jsou kluzné plochy od sebe odděleny olejem. Ten je mezi plochy přiváděn kanálky a je pod tlakem. Následně olej odchází mimo plochy do sběrného místa. Kapalina je pod tlakem přiváděna i za klidu, kdy se plochy vůči sobě nepohybují. Oproti tomu u hydrodynamického vedení je kapalina přiváděna pouze za pohybu. Hydrostatická vedení poskytují mnohem vyšší tlumení než vedení valivá. Dimenzování hydrostatického vedení je poměrně složité, protože vlivem zvýšení teploty v okruhu se mění

viskozita oleje. Hydrostatická vedení jsou relativně drahá, časově náročná na montáž a vyžadují větší konstrukční prostor, ve srovnání s valivým vedením. Nevýhodou je i nutnost čerpadla, filtrace oleje a nákladný provoz [1], [12].

### 1.2.2 Valivé vedení

Recirkulační a stacionární valivá vedení jsou v současné době nejvíce používanými typy vedení v obráběcích strojích. Stacionární vedení se používají pro krátké zdvihy. Valivými prvky mohou být ocelové kuličky, válečky nebo jehlové prvky, které jsou předepruty mezi dvěma vodícími plochami. Tyto typy vedení mají nízké tření, vysokou nosnost a tuhost, ale nízké tlumení. Vedení s recirkulací valivých elementů se vyrábí v různých velikostech a nosnostech. Mohou být doplněny o sensory polohy nebo rychlosti.



Obr. 3 Valivé vedení stacionární (vlevo) a s oběhem kuliček (vpravo) [14], [13].

### 1.2.3 Porovnání vlastností vedení

V následující tabulce (tab. 1) jsou uvedeny základní vlastnosti valivého a hydrostatického vedení.

Tab.1 Charakteristické vlastnosti valivého a hydrostatického vedení [15], [16].

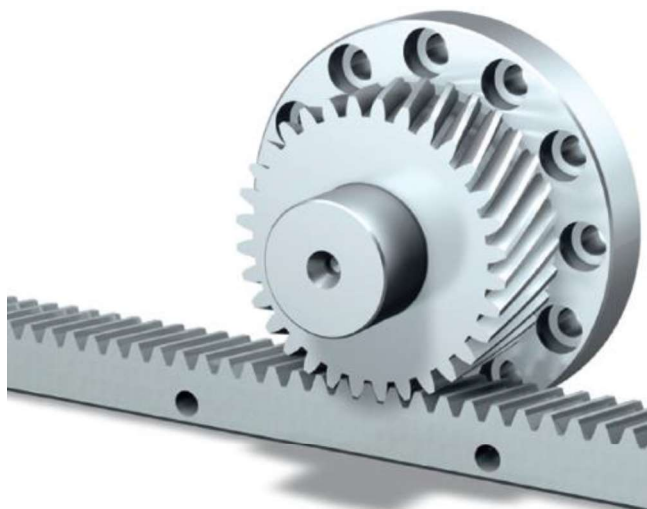
	<i>Maximální rychlost</i>	<i>Součinitel tření</i>	<i>Příklady použití</i>
<i>Předeprnuté vedení (valivé)</i>	1 – 5 m/s	0,002 – 0,0045	Pinoly, smykadla, saně – lože
<i>Kruhové (valivé)</i>	1 – 8 m/s	0,004	Kruhová vedení otočných stolů, frézovacích a vyvrtávacích zařízení
<i>Hydrostatické</i>	3 m/s	0,0005 – 0,001	Pinoly, smykadla, saně - lože

## 1.3 Způsob náhonu

Kuličkový šroub, matice a lineární pohon jsou často používány jako způsob náhonu u obráběcích strojů. Dříve se používal také pastorek a hřeben, který se dnes aplikuje spíše pro delší posuvy.

### 1.3.1 Pastorek a hřeben

Pastorek a hřeben se používají v posuvových soustavách obráběcích strojů pro dlouhé pojezdy. Spojením hřebenů dohromady se délka pojezdu výrazně zvyšuje. Celková tuhost ozubeného pastorku a hřebene zůstává stejná a není závislá na délce pojezdu. Přenos výkonu je charakterizován nízkými otáčkami a vysokým krouticím momentem. Pro zvýšení výkonu jsou mezi pohon a pastorek vkládány přídatné převodovky. Při použití pastorku nastává v určitých okamžicích vůle, což je pro posuvové soustavy u obráběcích strojů nežádoucí. Pro vymezení vůle je pastorek dělený nebo je vůle vymezena elektricky. U elektrického vymezení jsou zapotřebí dva pastorky a motory. Hlavní motor vytváří krouticí moment pro vytvoření pohybu. Druhý motor působí v opačném smyslu, avšak s minimálním krouticím momentem pouze pro vymezení vůle [1].



Obr. 4 Pastorek a hřeben [22].

### 1.3.2 Kuličkový šroub a matice

Kuličkový šroub a matice jsou v současné době nejvyžívanějšími v obráběcích strojích pro lineární pohyb. Jsou charakterizovány vysokou účinností, nízkým ohřevem, nízkým opotřebením a vysokou životností. Sestava kuličkového šroubu a matice se sestává z hřídele kuličkového šroubu, který je na koncích axiálně uchycen a matice s kuličkami, které recirkulují. Provedení převodu pro recirkulaci kuliček může být externí nebo inertní. Matice je uchycena ke stolu a jeden konec kuličkového šroubu je k servopohonu připojen přímo nebo prostřednictvím převodového mechanismu. Existují i jiné způsoby provedení. Matice jsou předepnuty pro zabránění vzniku vůle. Předepnutí může být realizováno prostřednictvím vymezovací podložky, výběru kuliček, pružiny, změny stoupání nebo dělení matice. V závislosti na aplikaci se průměr kuličkového šroubu pohybuje od 12 do 140 mm a stoupání od 5 do 40 mm. Tuhost kuličkového šroubu a matice ovlivňuje přesnost polohování a je proměnná v závislosti na poloze matice [1], [4].



Obr. 5 Kuličkový šroub a matice [2].

### 1.3.3 Lineární motor

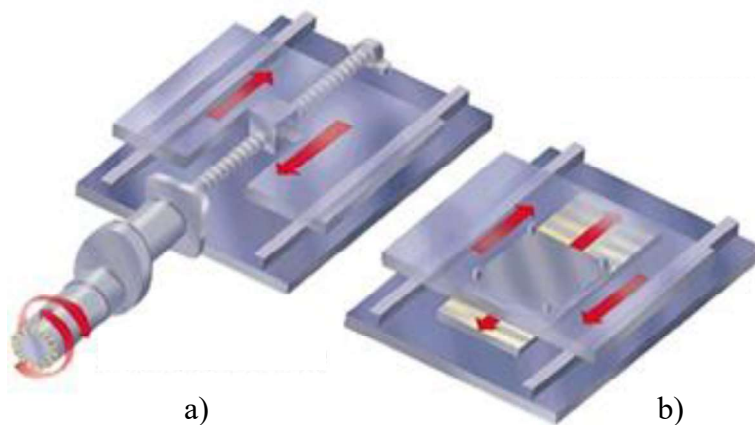
Lineární motor se skládá z primární a sekundární části a vlivem vznikající magnetické síly mezi nimi dochází k lineárnímu pohybu stolu. Vedení stolu je stejné jako pro kuličkový šroub a matici. Zatímco u kuličkového šroubu a matice se řezné síly přenáší přes kuličkový šroub a matici, ložiska, na rám, u lineárního pohonu působí řezná síla přímo na motor. Lineární pohony umožňují vyšší zrychlení, rychlost posuvu a rychlé polohování v širším



pásmu než kuličkový šroub a matice. Zrychlení lineárního pohonu je nepřímo úměrné celkové přesouvané hmotnosti (vztah 1.1).

$$a = \frac{F_{mag}}{m_{celk}} \quad (1.1)$$

$a$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení stolu
$F_{mag}$	[N]	magnetická síla pohonu
$m_{celk}$	[kg]	celková přesouvaná hmotnost



Obr. 6 a) Kuličkový šroub a b) lineární motor [23].

### 1.3.4 Porovnání způsobů náhonu

Pro výrobce obráběcích strojů je velmi obtížné zvolit nejvhodnější variantu posuvové osy. Musí brát v úvahu různá kritéria a posuzovat jejich vhodnost v dané aplikaci. Řada kritérií jde proti sobě, a proto je potřeba zvolit kompromis. Následující tabulky (tab. 2 a 3) ukazují charakteristické veličiny, které napomáhají v rozhodování při výběru.

Tab.2 Porovnání způsobů náhonu.

<i>Způsob náhonu</i>	<i>Kuličkový šroub a matice</i>	<i>Pastorek a hřeben</i>	<i>Lineární motor</i>
<i>Charakteristika</i>			
<i>Vymezení vůle</i>	Ano	Ano	Ano
<i>Přesnost</i>	6 μm/300 mm	5 μm	1 μm
<i>Odměrování</i>	Přímé/nepřímé	Přímé/nepřímé	Přímé
<i>Zdvih</i>	Omezený	Neomezený	Neomezený
<i>Mazání</i>	Ano	Ano	Ne
<i>Brzda</i>	Ano	Ano	Ano
<i>Dynamika</i>	Vyšší	Střední	Vysoká
<i>Rychlost</i>	až 60 m/min	až 120 m/min	až 300 m/min
<i>Zrychlení</i>	Vysoké	Střední	Velmi vysoké
<i>Pohybovaná hmotnost</i>	Střední	Vysoká	Nízká
<i>Samosvornost</i>	Ne	Ne	Ne
<i>Cena</i>	Větší	Střední	Vysoká
<i>Tuhost</i>	Vysoká	Velká	Střední
<i>Opotřebení</i>	Nízké	Nízké	Téměř žádné
<i>Požadavky na údržbu</i>	Nízké	Nízké	Žádné
<i>Nutnost chlazení</i>	Ne	Ne	Ano
<i>Hlučnost</i>	Střední	Nízká	Velmi nízká

Tab.3 Porovnání z pohledu delších zdvihů [17].

<i>Způsob náhonu</i>	<i>Pastorek a hřeben</i>	<i>Kuličkový šroub a matice</i>	<i>Lineární motor</i>
<i>Charakteristika</i>			
<i>Rychlost</i>	100 %	60 %	100 %
<i>Přesouvaná hmotnost</i>	100 %	80 %	60 %
<i>zrychlení</i>	80 %	60 %	80 %
<i>Přesnost</i>	80 %	80 %	80 %
<i>hlučnost</i>	80 %	20 %	100 %
<i>Energetická náročnost</i>	80 %	60 %	20 %
<i>Životnost</i>	80 %	60 %	80 %
<i>Citlivost na nehody</i>	80 %	60 %	80 %
<i>Údržba</i>	80 %	60 %	80 %
<i>Náklady</i>	80 %	60 %	20 %
<i>účinnost</i>	80 %	60 %	60 %

\* méně příznivé 0 - 100 % příznivější,

### 1.3.5 Použití KŠM, pastorku a hřebene

V tabulkách 4 a 5 jsou vypsána strojní zařízení s použitím KŠM, respektive pastorku a hřebene.

Tab.4 Aplikace KŠM s doporučenou třídou přesností [18].

<i>Aplikace</i>	<i>Třída přesnosti</i>	<b>IT1</b>	<b>IT3</b>	<b>IT5</b>	<b>IT7</b>	<b>IT10</b>
<i>Soustruhy</i>		*	*	*		
<i>Frézovací a vrtací stroje</i>		*	*	*		
<i>Obráběcí centra</i>		*	*	*		
<i>Vrtací centra</i>				*	*	
<i>Brusky</i>		*	*			
<i>Elektroerozivní zařízení</i>		*	*	*		
<i>Drátové řezačky</i>		*	*			
<i>Lisy</i>			*	*		
<i>Laserové stroje</i>			*	*		
<i>Dřevozpracovatelské stroje</i>				*	*	*
<i>Litografická zařízení</i>		*				
<i>Zařízení pro chemický průmysl</i>			*	*	*	*
<i>Průmyslové roboty</i>				*	*	*
<i>Plastikářské stroje</i>				*	*	*
<i>Zařízení pro jaderný průmysl</i>			*	*	*	*
<i>Letectví</i>			*	*		

Tab.5 Použití pastorku a hřebene [17].

<i>Způsob náhonu</i>	<b>Přesnost [μm]</b>	<b>Odměřování</b>
<i>Charakteristika</i>		
<i>Erozivní zařízení</i>	5	Přímé
<i>Brousící stroje</i>		Přímé
<i>HSC portálové frézovací stroje</i>		Přímé
<i>Soustružnické stroje</i>	20	Přímé
<i>Obráběcí centra</i>		Přímé
<i>Laserová zařízení</i>		Přímé
<i>Vrtací stroje</i>	50	Nepřímé
<i>Děrovací zařízení</i>		Nepřímé
<i>Řezání vodním paprskem</i>		Nepřímé
<i>Dřevařská a plastová obráběcí centra</i>	100	Nepřímé
<i>Ohýbací stroje</i>		Nepřímé
<i>Řezání plynem</i>		Nepřímé
<i>Automatická linky</i>	200	Nepřímé
<i>Zařízení pro řezání pěny</i>		Nepřímé



## 2 Materiál ve stavbě CNC obráběcích strojů

Nosná soustava patří mezi hlavní uzly obráběcích strojů. Musí zajistit správné uspořádání jednotlivých prvků, které se nachází v systému stroje a umožnit jim plnit svou funkci při statickém, dynamickém a teplotním zatížení. Nosná soustava je ovlivňována také samotným okolím stroje. Pro dosažení kvalitní obrobené plochy s požadovanou přesností, musí konstrukce co nejvíce snížit rušivé vlivy okolí. Vlastnosti konstrukce lze ovlivnit především materiálem, topologií a spoji. Materiály pro stavbu obráběcích strojů lze rozdělit do čtyř skupin: kovové, nekovové, kombinované a přírodní. Na obr. 7 jsou některé fyzikální vlastnosti vybraných materiálů. Hodnoty podbarvené oranžově jsou z konstrukčního hlediska vzhledem k ostatním materiálům výhodnější. Velmi důležitým a někdy i hlavním faktorem při volbě materiálu jsou náklady na materiál [1], [8].

		Měrná hmotnost [kg/m <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti [GPa]	Měrný modul pružnosti [10 <sup>6</sup> .m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Náklady a zpracovatelnost pro výrobní stroje
Tradiciční	Šedá litina	7100-7300	88-140	12-20	★
	Tvárná litina	7040-7060	160-180	23-26	★★
	Svařence z oceli třídy 11	7850	190-210	26-27	★★
Nekonvenční	Al slitiny	2600-2800	70-79	25-30	★★★
	Přírodní žula	2600-3150	30-70	26-27	★★★
	Polymerní betony	1500-2600	40-50	15-33	★★★
	Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken	1700-1980	100-580	54-341	★★★★★
	Keramika na bázi Al a Si	3200-3500	270-300	77-94	★★★★★
	Hybridní struktury a materiály	1000-3500	70-210	20-210	★★★★

Obr. 7 Srovnání vybraných vlastností konvenčních a nekonvenčních materiálů [8].

Kovové materiály jsou stále nejpoužívanějšími materiály ve stavbě obráběcích strojů. Porovnáme-li litinu se svařencem, tlumící vlastnosti jsou podobné, ale svařenec pro vyšší modul pružnosti umožňuje použití mnohem menšího množství materiálu. U svařovaných konstrukcí dochází v důsledku působení tepla k ohýbání a kroucení svařených částí. Tomu se lze vyhnout malým počtem kusů svařovaných dílů. Svařenec musí následně projít dalším výrobním procesem jako je např. frézování, aby došlo k zajištění požadované geometrické přesnosti funkčních ploch. Podstatnou nevýhodou svařovaných loží je nemožnost použití svařeného materiálu pro vodící plochy. V případě velmi složitého žebrování je vhodnější využít odlitky z litiny. Svařované konstrukce se často používají v kombinaci s výplní (beton, písek, pěna), čímž se zvýší jejich tlumící vlastnosti [6], [7].

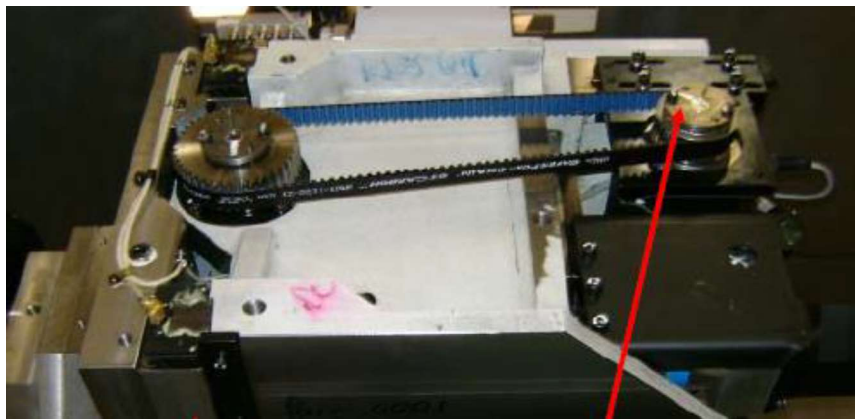
Žula poskytuje vysoké tlumení, nízkou tepelnou vodivost, nízkou teplotní roztažnost a dlouhodobou stabilitu. Vzhledem k vysoké tvrdosti, ořezávacímu odporu a homogenitě povrchu

je žula vhodná pro aerostatická vedení. Žula, jako hlavní prvek nosné struktury, se používá pro velmi přesné a brousící stroje [6], [7].

## 3 Současný stav ve stavbě přímočaré polohovací osy

### 3.1 HARDINGE Inc.

CNC soustružnické centrum s označením T-série společnosti HARDINGE Inc. je určeno k obrábění součástí s vysokou přesností, rychlostí a velkou produktivitou. Tomu jsou uzpůsobeny pohony, které jsou ve všech osách poháněny AC servomotorem. V případě extrémního nárůstu krouticího momentu, např. vlivem kolize, je mezi servomotorem a kuličkovým šroubem umístěn omezovač krouticího momentu, který zabrání vzniku velkého poškození. Výkon instalovaných servomotorů v těchto řadách je 3 kW. Rotační pohyb AC servomotoru je pomocí kuličkového šroubu a dvojice matic převáděn na lineární pohyb. Průměr kuličkového šroubu je 36 mm a stoupání 8 mm. Jedna matice přenáší zatížení v jednom směru a druhá ve druhém směru. Vymezení vůle je pomocí distančního kroužku, který je mezi maticemi. Kuličkový šroub je v ose Y poháněn AC servomotorem přes ozubený řemen, mazání je tukové. V porovnání s kluzným vedením poskytuje kuličkové lineární vedení při pohybu menší tření a nižší ohřev samotného vedení. Tyto výhody umožňují dosáhnout vyšších rychlostí posuvů, snížení opotřebení, čímž stroj následně dosahuje vyšší životnosti. Rychloposuvy se pohybují do 36m/min. Vedení se skládá ze dvou konstrukčních prvků, lineárních vozíků a kolejnic. Vůle je vymezena kuličkami, které recirkulují uvnitř vozíku. Valivý pohyb kuliček následně umožňuje dosažení velmi vysokých zrychlení i rychlostí. Mazání kolejnic a vozíků je realizováno tukovými mazivy, která jsou šetrná k životnímu prostředí a nedochází k degradaci vlivem styku s chladicí kapalinou [9].

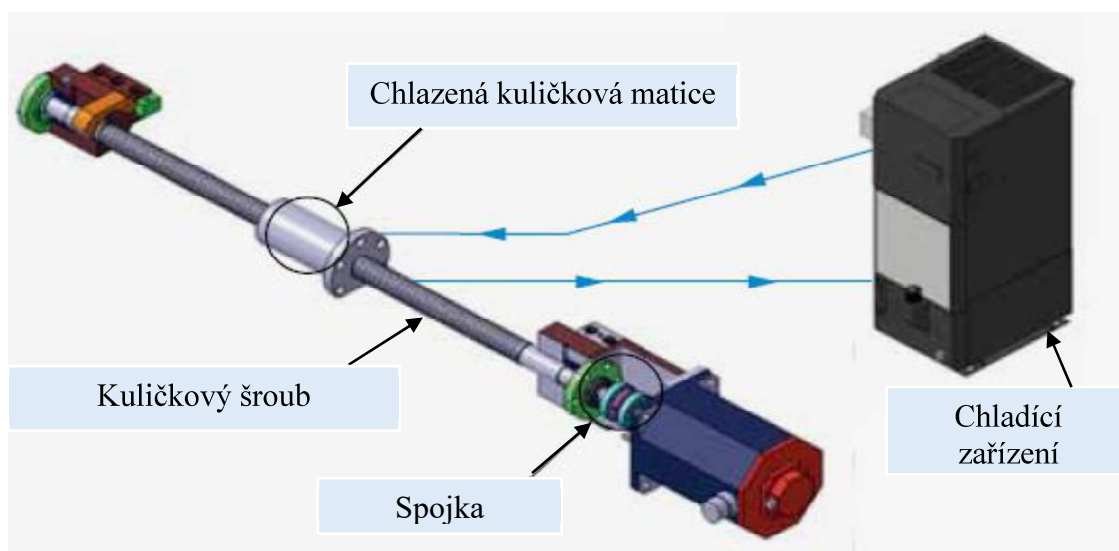


Obr. 8 Převod ozubeným řemenem [9].

### 3.2 Doosan Machine Tools

Podobnou skladbu lineárních soustav využívá ve svých řadách pro horizontální obráběcí centra, s označením HM série, společnost Doosan Machine Tools. Kuličkový šroub s předepnutou maticí je přímo naháněn přes spojku z AC servomotoru. Vodicí plochy jsou indukčně kaleny a na ně je nanášen speciální materiál Rulon, pro snížení součinitele tření a tím i opotřebení. Plochy jsou následně zaškrabány. Rychloposuvy u těchto strojů se pohybují do 32 m/min. Speciální řada nHM je velmi podobná předchozí řadě.

Rozdíl je v kuličkovém šroubu a maticí, které jsou chlazeny pro snížení roztažnosti, čímž je možné dosáhnout větší pracovní přesnosti. V dalších typech strojů se také používají kuličkové šrouby s předepnutou maticí, která je chlazená. U těchto strojů je valivé válečkové vedení, přičemž mírným předepnutím válečků je dosaženo předepnutí vůle. Rychloposuvy se pohybují do 60 m/min [10].



Obr. 9 Kuličkový šroub s chlazenou maticí [10].

### 3.3 Zimmermann Inc.

Portálová obráběcí centra společnosti Zimmermann využívají ve dvou nejdelších lineárních osách pro převod rotačního pohybu na lineární pohyb, pastorek a hřeben. Vůle je vymezena elektronickým předepnutím pastorků vůči sobě. Kratší osa je naháněna jedním servomotorem, který pohání kuličkový šroub s předepnutou maticí pro vymezení vůle. Valivé vedení s recirkulací kuliček, které jsou předepnuty pro vymezení vůle na osách, umožňuje dosažení vyšších přesností [11].

### 3.4 Další společnosti

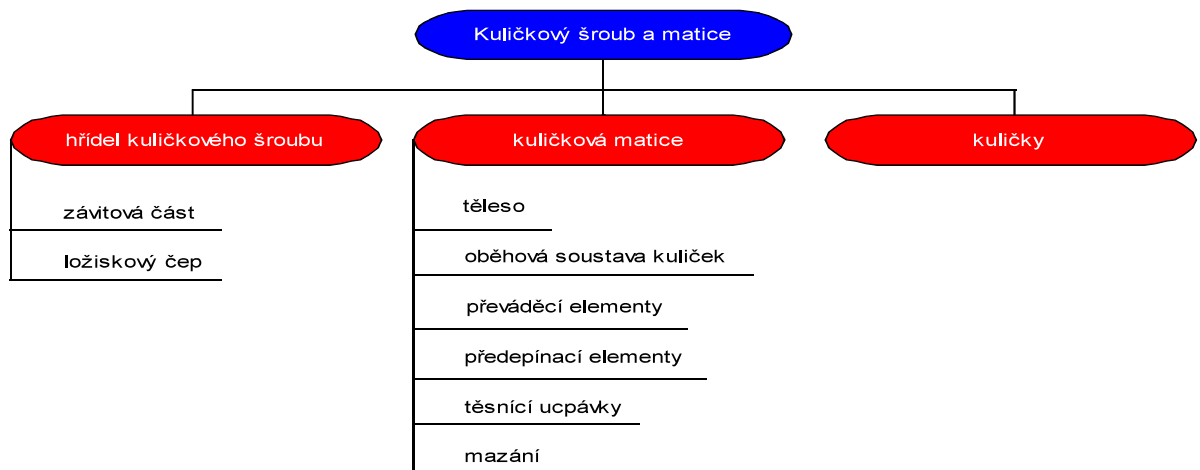
Společnost Litz ve svých řadách CNC obráběcích soustruhů využívá pro pohon AC servomotory, které poskytují rychlé zrychlení a zpomalení, při zachování dostatečného momentu. Pohon přímo nahání předepnutý kuličkový šroub, což zvyšuje tuhost, při zachování nízké teplotní deformace. Pro dosažení požadovaných zrychlení a přesností je použito předepnuté kuličkové nebo válečkové lineární vedení. Tato vedení jsou snadno udržovatelná a dosahují dlouhé životnosti.

Pěti-osé obráběcí centrum od společnosti Reiden má na lineárních osách čtyři válečkové vozíky na každém vedení. Každý z vozíků je připojen na mazací systém. Motory pro lineární pohyb jsou přímo připojeny na kuličkový šroub. Rychloposuvy pro osy X, Y, Z jsou do 60 m/min.



## 4 Kuličkový šroub a matice

V současné době se kuličkové šrouby a matice (KŠM) používají nejčastěji pro převod rotačního pohybu na pohyb lineární. Soustava KŠM se skládá z několika prvků. Mezi hlavní části patří hřídel kuličkového šroubu, kuličková matice a kuličky. Podrobnější rozdělení popisuje obrázek 10.



Obr. 10 Stavební elementy KŠM [4].

### 4.1 Základní technické parametry

Každou soustavu KŠM lze popsat parametry, které ji specifikují. Těmito parametry lze vyjádřit následné chování soustavy v provozních podmínkách. Do geometrických parametrů KŠM patří jmenovitý průměr a stoupání. Ty ovlivňují zejména dovolené axiální zatížení šroubu. U kinematických parametrů je to tzv. otáčkový faktor. Ten udává dovolený průměr hřídele šroubu v závislosti na maximálních otáčkách šroubu. Statická a dynamická únosnost jsou nominální, modifikované a dány několika parametry. Momentovým parametrem je pasivní odpor. Snahou je dosáhnout jeho co nejnížší hodnoty, která se pohybuje v určitých mezích. V neposlední řadě je důležitá účinnost, která je udána součinitelem tření mezi vůči sobě se pohybujícími prvky. Základní struktura technických parametrů pro KŠM je dána [3]:

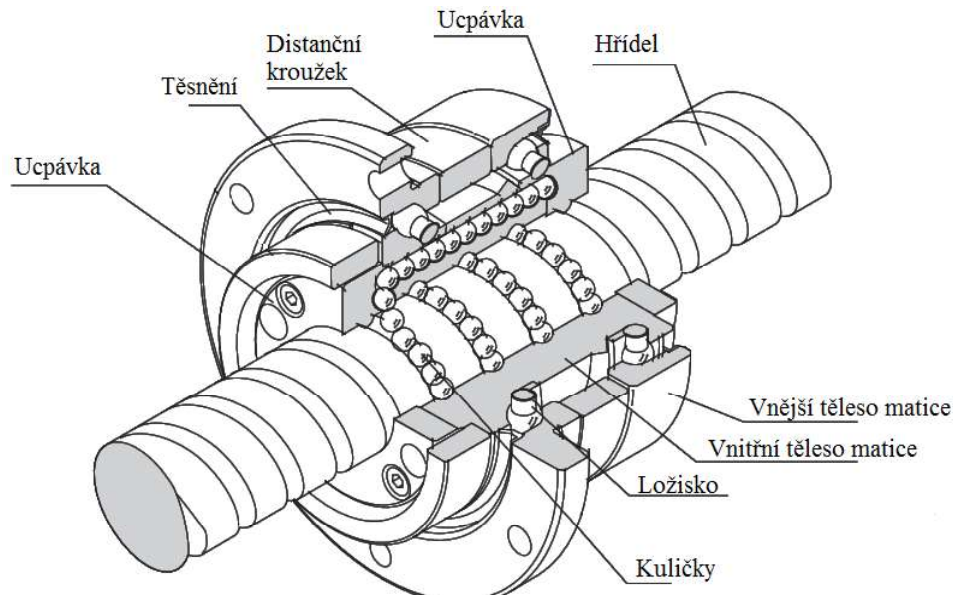
- jmenovitý průměr
- stoupání
- otáčkový faktor
- únosnost
- tuhost
- trvanlivost
- pasivní odpor
- účinnost

## 4.2 Hřídel kuličkového šroubu

Jedná se o válcové těleso, na jehož povrchu je vytvořen závit. Nejpoužívanější je gotický, válcový a lichoběžníkový tvar závitů. Hřídel se skládá ze závitové části a ložiskového čepu. Ložiskový čep slouží k uložení hřídele do požadované polohy a k zachycení axiální síly. Pro případ rotující hřídele je její konec upraven pro přímé připojení pohonu nebo připojení přes převodový mechanismus. Závitová část se vyrábí broušením, okružováním nebo válcováním. Materiál hřídele je konstrukční legovaná ocel, povrchově zakalená [4].

## 4.3 Kuličková matice

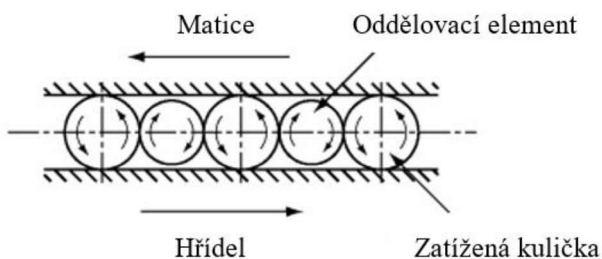
„Kuličková matice je válcové těleso, ve kterém je vytvořen závit. Má jeden, dva, nebo více uzavřených okruhů obíhajících kuliček, které jsou usměrňovány převáděcími elementy. Kromě toho může být v matici vymezena vůle. Do tělesa matice je přiváděno mazivo. Vnikání nečistot do oběhové soustavy kuliček brání ucpávky“ [4]. Materiál matice je legovaná ocel třídy 14. V případě rotující matice je tato osazena ložiskem a ozubeným kolem. Ložisko umožňuje rotaci matice kolem vlastní osy a ozubené kolo přenáší krouticí moment na rotující část matice [4].



Obr. 11 Konstrukce rotující kuličkové matice [19].

## 4.4 Kuličky

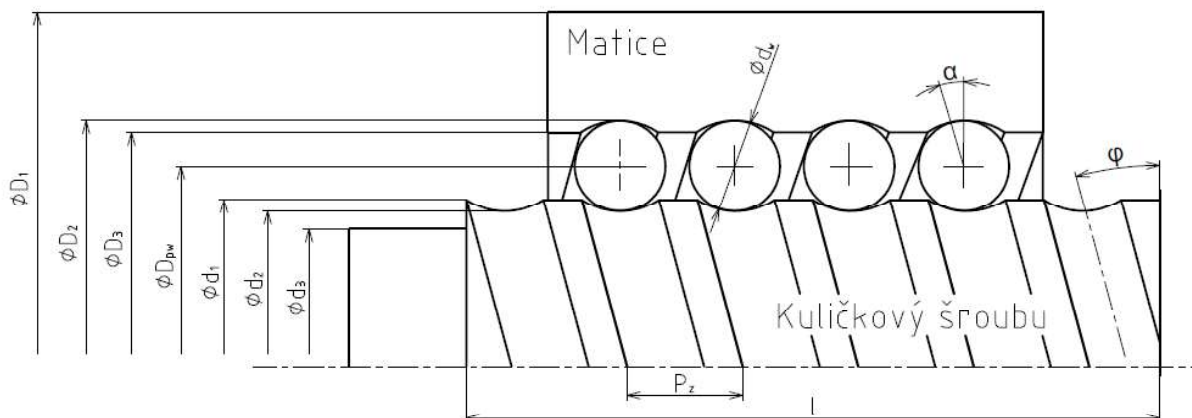
Velikost kuličky má přímý vliv na průměr hřídele, stoupání, zatížení, hlučnost při provozu a další vlastnosti KŠM. Ocelové kuličky obíhají po dráze vytvořené závitem hřídele a závitem matice. Kuličky jsou volně vloženy do oběhového okruhu, a tím může docházet ke kolizi sousedních kuliček, což se nepříznivě projeví na chodu KŠM. Na druhou stranu, v případě vložení distančních elementů pro zabránění kolize mezi kuličkami, se sníží počet zatížených kuliček, s čímž klesá únosnost. Běžné KŠM používají ocelové kuličky, ty se při vysokých otáčkách výrazně zahřívají a teplo přenáší negativně na hřídel a matici. To může vést ke ztrátě předpětí, následné ztrátě přesnosti polohování. Použitím keramických kuliček či oddělovačů se sníží tření vznikající v oběžné dráze a celá soustava KŠM má delší živostnost [18].



Obr. 12 Oddělovací elementy mezi kuličkami [18].

## 4.5 Geometrie

Hřídel kuličkového šroubu i matice má závitovou část, kterou tvoří šroubovice, čímž je umožněn lineární pohyb při rotaci. Po šroubovici se pohybují kuličky. Ty se při dosažení určitého oběhu na šroubovici vrací na její začátek v tělese matice.

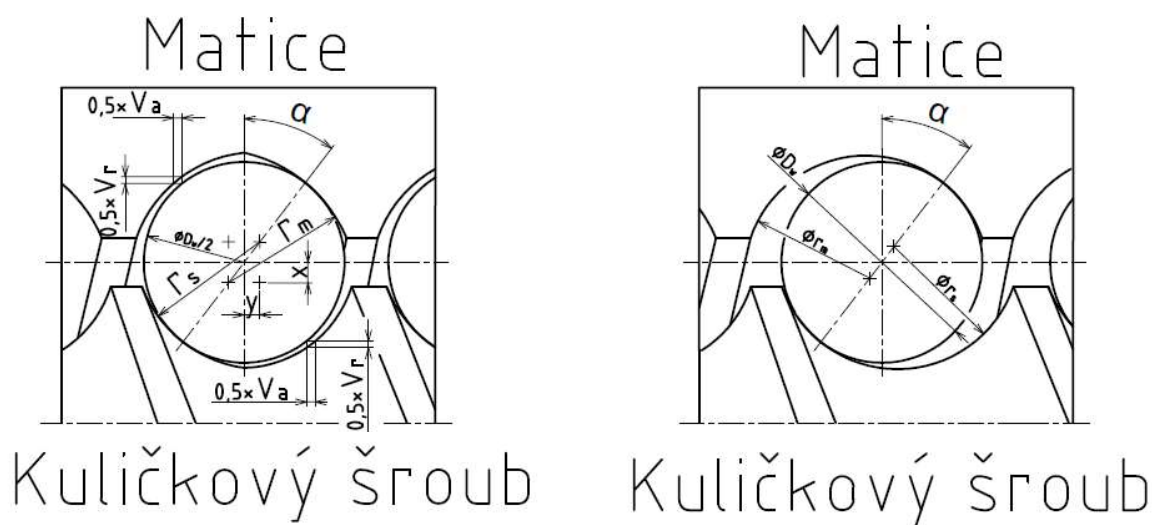


Obr. 13 Geometrie KŠM.

$D_1$  [mm] maximální průměr tělesa kuličkové matice  
 $D_2$  [mm] velký průměr závitu v tělese kuličkové matice

$D_3$	[mm]	malý průměr závitu v tělese kuličkové matice
$D_{pw}$	[mm]	roztečný průměr
$d_1$	[mm]	velký průměr zívitu hřídele kuličkového šroubu
$d_2$	[mm]	malý průměr zívitu hřídele kuličkové matice
$d_3$	[mm]	průměr osazení pro uložení hřídele
$d_w$	[mm]	půměr kuličky
$P_z$	[mm]	stoupání závitu
$\alpha$	[deg]	úhel do sedu kuličky v závitu
$\varphi$	[deg]	úhel stoupání závitu
$l$	[mm]	délka závitové části hřídele kuličkového šroubu

Závitová část na hřídeli je tvořena gotickým nebo válcovým profilem. Oproti válcovému profilu má gotický profil menší vůle bez předpětí. Omezením vůle je také zvýšena životnost. Gotický profil dále umožňuje pro vyšší tuhost a minimální tření, dosažení vhodnějšího kontaktního úhlu (úhel do sedu) mezi kuličkou a závitovou částí.

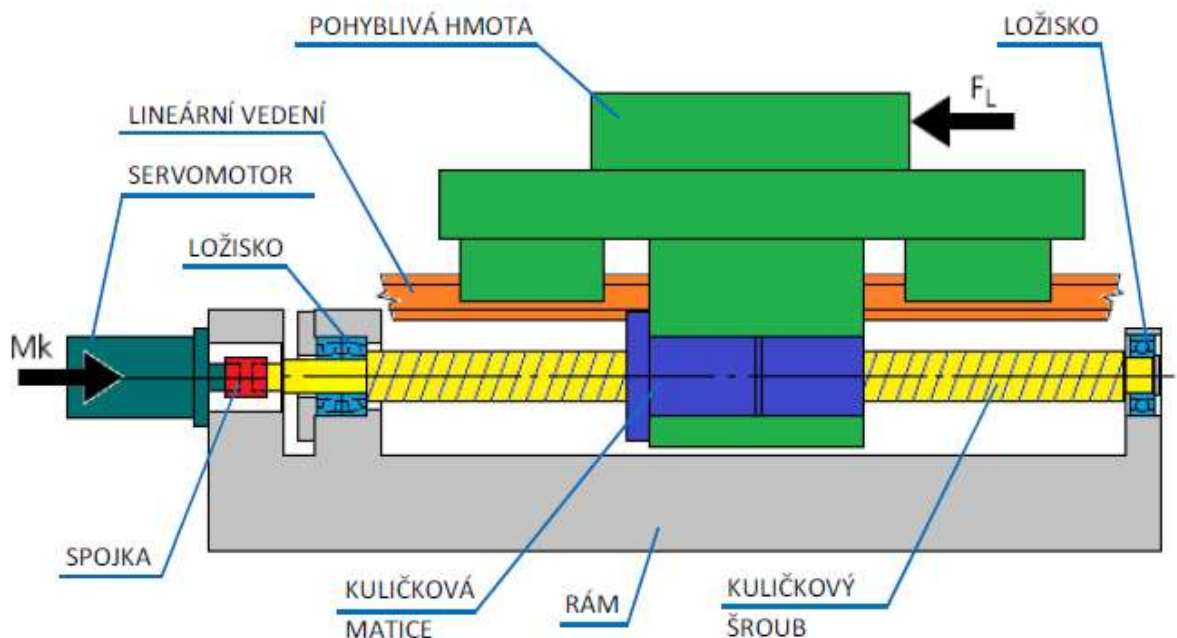


Obr. 14 Gotický (vlevo) a válcový (vpravo) profil závitu.

$\alpha$	[deg]	úhel do sedu kuličky v závitu
$V_a$	[mm]	vůle v axiálním směru
$V_r$	[mm]	vůle v radiálním směru
$r_s$	[mm]	poloměr závitu na hřídeli
$r_m$	[mm]	poloměr závitu na matici
$x$	[mm]	posunutí v radiálním směru
$y$	[mm]	posunutí v axiálním směru

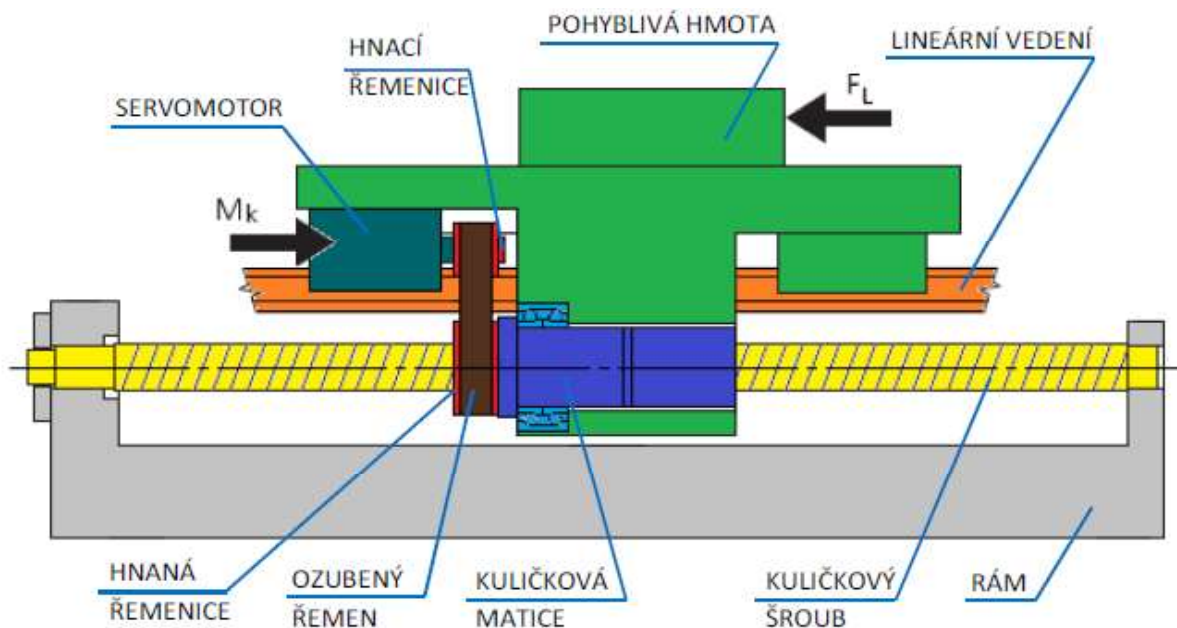
## 4.6 Pohybové možnosti

Cílem soustavy KŠM je přeměna rotačního pohybu na translační nebo naopak. Obrázky 15 – 17 znázorňují možné konfigurace. Na obrázku 15 je znázorněn přímý pohon kuličkového šroubu a matice, která je pevně spojena se stolem. Matice koná translační pohyb. Krouticí moment servomotoru může být na hřídel přenášěn i přes vložený mechanismus (ozubený řemen, převodovka), pro změnu dynamických vlastností. Na matici je přenášena pouze axiální síla a ta je následně zachycena ložisky, které podepírají kuličkový šroub. Radiální síly a momenty vznikající od přesouvání hmoty, jsou zachycovány vedením a dále přenášeny na rám [20].



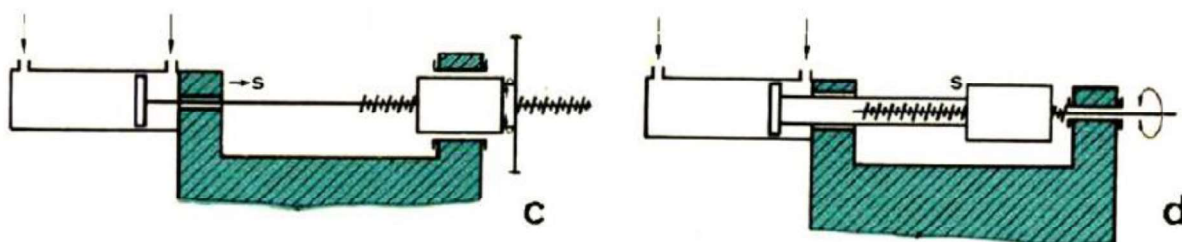
Obr. 15 Rotace kuličkového šroubu a translační pohyb matice [20].

V případě rotující matice (obr. 16) se současným translačním pohybem matice je šroub pevně uchycen k rámu. Krouticí moment ze servomotoru je přímo přenášěn na matici prostřednictvím ozubeného řemene nebo ozubeného soukolí. Servomotor je součástí přesouvající se hmoty a tím zvyšuje přesouvanou hmotnost. Axiální síla je z matice přenášena na stojící šroub a následně na rám.



Obr. 16 Rotace kuličkové matice a translace matice [20].

Další možnosti se v konstrukci lineární přímočaré osy obráběcích strojů používají zřídka. Obrázek 17c zobrazuje translační pohyb hřídele a rotující matice. Obrázek 17d zobrazuje posouvající se matici a rotační pohyb hřídele.



Obr. 17 Další pohybové možnosti KŠM [4]

#### 4.6.1 Zvláštní případ lineární pohybové osy

Poháněním hřídele kuličkového šroubu, anebo rotující matice, vznikají na pohon značné nároky na moment zejména při rozběhu (zpomalení). Dále pak velmi pomalý lineární pohyb matice může způsobit nestabilní pohyb - lineární pohyb matice je trhavý. Chceme-li ovšem dosáhnout velmi stabilního pohybu, jako řešení se nabízí současný pohon hřídele i matice. Hřídel kuličkového šroubu má vlastní pohon a matice má také vlastní pohon. Tím je možné

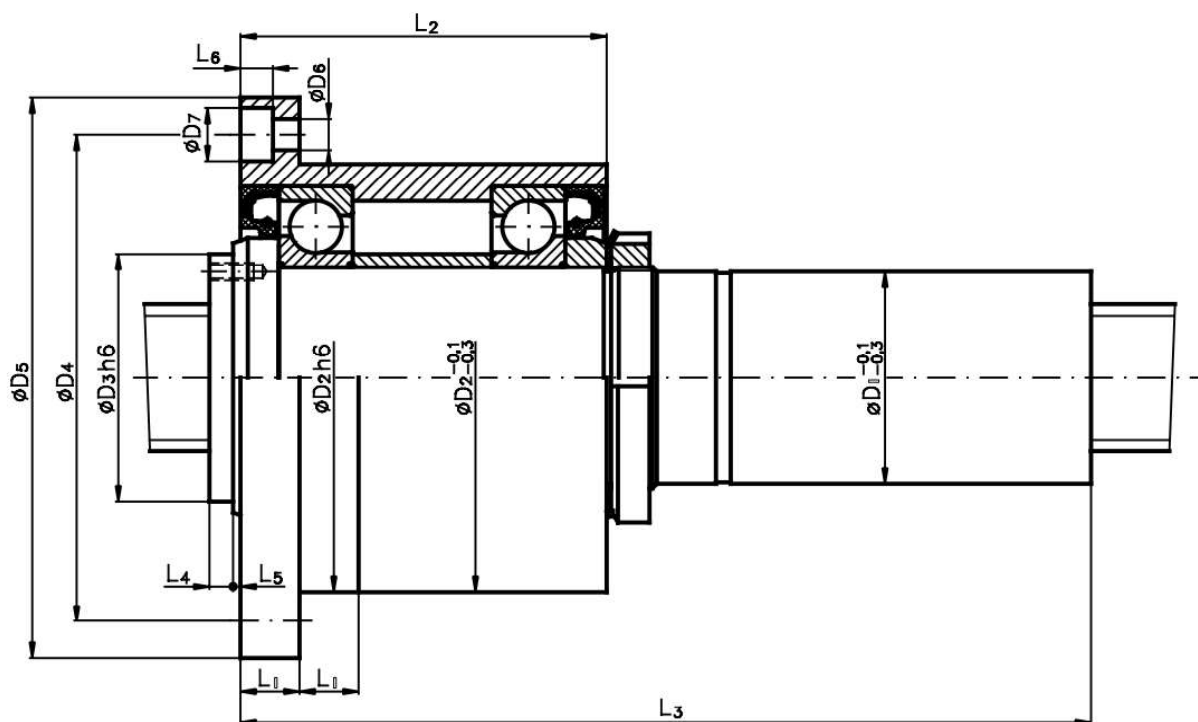


docílit velmi stabilního pohybu matice, ale také dosažení vysokých rychlostí. Nevýhodou je ovšem použití dvou pohonů a složitější řízení osy [21].

Možnost, jak zvýšit produktivitu práce s použitím jednoho kuličkového šroubu, je využití více rotačních kuličkových matic na jedné hřídeli. V obráběcích centrech je možné použitím dvou rotačních matic umístit na jednu osu více pohybových jednotek. Tyto jednotky nejsou do určité míry navzájem omezovány a mohou pracovat samostatně. Tomuto uspořádání se také říká tandemové. Výhodou tohoto řešení je snížení nákladů na druhou kuličkovou hřídel a menší zástavbový prostor, než v případě dvou kuličkových hřídelů.

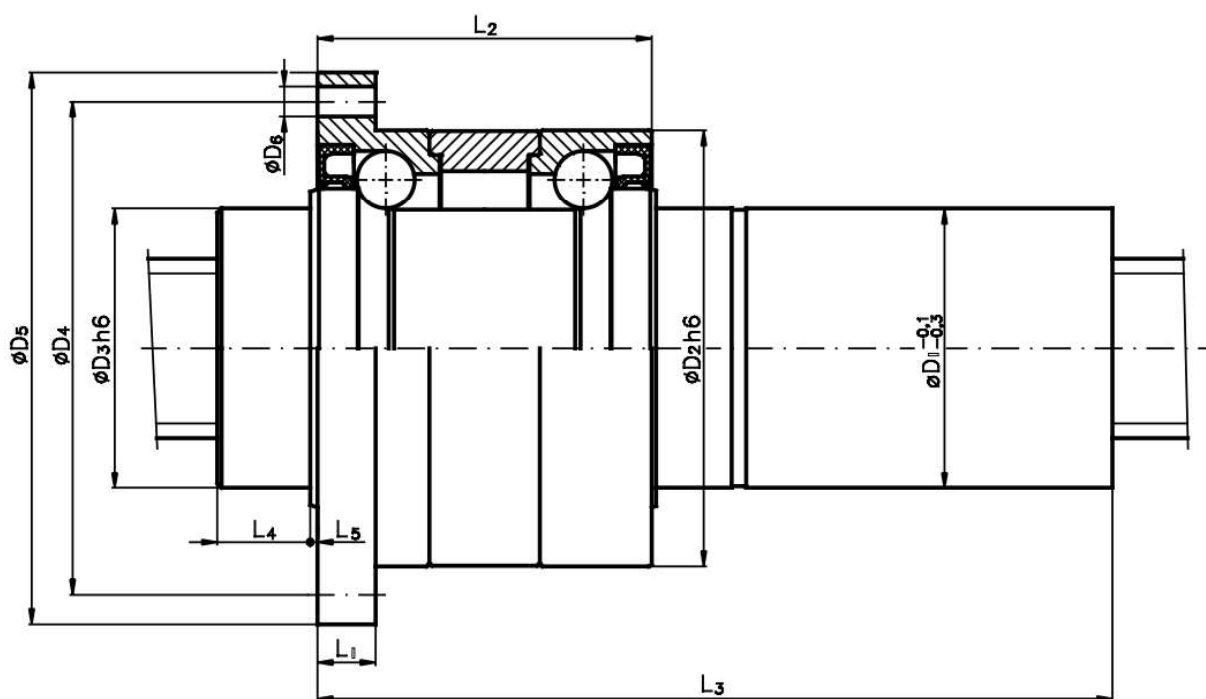
#### 4.7 Současná konstrukce KŠM s rotující maticí

V současné době se vyskytují dvě základní řešení rotující matice. Prvním je rotující matice s vloženými ložisky (obr. 18). Malý průměr ložiska je s přesahem uložen na vnějším průměru vnitřního tělesa kuličkové matice a velký průměr na vnitřním průměru vnějšího tělesa kuličkové matice. Ložiska jsou zajištěna proti pohybu v radiálním směru pojistnou maticí, případně jiným prvkem. Nevýhodou tohoto řešení je velký nárůst maximálního vnějšího průměru, což zvyšuje zástavbové možnosti uložení ve stroji.



Obr. 18 Rotující matice s vloženými ložisky [2].

Pro snížení rozměrů se využívá druhého způsobu konstrukce rotující matice (obr. 19). U těchto matic dochází k integraci ložiska do vnitřního a vnějšího tělesa kuličkové matice. Na vnějším průměru vnitřního tělesa a vnitřním průměru vnějšího tělesa matice, je vytvořen profil dráhy pro oběh kuliček. Kuličky jsou následně vloženy do profilových drah a vymezení vůle mezi ložisky je zajištěno distančním kroužkem. Pro reálnou montáž je distanční kroužek rozpůlen, aby bylo možné matici složit.



Obr. 19 Rotující matice s integrovanými ložisky [2].



## 4.8 Výrobci KŠM s rotující maticí

Konstrukcí rotující matice se zabývá celá řada výrobců, ale většinou se jedná o téměř podobná řešení, viz předchozí kapitola. V čem se ovšem částečně liší, je parametr stoupání. Nadcházející tabulka 6 znázorňuje typické parametry rotující matice konkrétních výrobců. Z průzkumu trhu aktuálních výrobců plyne, že je snaha využívat spíše větších stoupání.

Tab.6 Vybraní výrobci KŠM s rotující maticí.

<i>Název společnosti</i>	<i>Jmenovitý průměr [mm]</i>	<i>Stoupání [mm]</i>	<i>Název společnosti</i>	<i>Jmenovitý průměr [mm]</i>	<i>Stoupání [mm]</i>		
KSK	50	20/25/32	STEINMEYER	25	5/10		
	63	20/25/32		32	5/10/15/20		
	80	20		40	10/15/20/25		
HIWIN	16 20 25 32 40	16 20 25 32 40		50	10/15/20/25/30/40		
				60	25/30/40		
			63	10/15/20			
			THK	16 20 25	16 20 25	36	36
						40	40
50	50						
NSK	32	20/25/32	KORTA	25	25		
	40	25/32/40		32	32		
	50	25/32/40/50		40	40		
SKF	25 32 40 50	20/25 20/32/40 20/40 50		50	50		



## 5 Hranice mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující kuličkovou maticí

V předchozí kapitole jsou znázorněny pohybové možnosti KŠM. U obráběcích strojů se nejčastěji setkáváme s rotujícím kuličkovým šroubem a posouvající se kuličkovou maticí nebo rotující a zároveň posouvající se maticí. Za účelem stanovení vhodného výběru dané varianty je sestaven výpočtový program v prostředí Microsoft Excel, který porovnává redukovaný moment setrvačnosti.

### 5.1 Redukovaný moment setrvačnosti

Na začátku posuvové soustavy je rotační servopohon, který pohybuje celou soustavou. Pro správné dimenzování pohnu je zapotřebí znát všechny pohybující se hmoty a jejich účinky. Kromě momentů a otáček se určuje i tzv. redukovaný moment setrvačnosti, který se počítá na hřídel motoru. Podmínkou pro vhodně zvolený pohon je porovnání veškerých pohybující se hmot s kotvou motor (vztah 1.2).

Podmínka momentu setrvačnosti:

$$J_{red} = (2 \text{ až } 3) \cdot J_{kotva} \quad (1.2)$$

Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru:

Pro rotující hřídel:

- s vloženým převodem

$$J_{red} = J_{kotva} + J_{br} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (1.3)$$

$J_{red}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru
$J_{kotva}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kotvy motoru
$J_{br}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti brzdy
$J_1$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti hnací řemenice
$J_2$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti hnané řemenice
$i$	[–]	převodový poměr

- s přímým náhonem

$$J_{red} = J_{kotva} + J_{br} + J_s + J_m \quad (1.4)$$

Pro rotující matici s vloženým převodem:

$$J_{red} = J_{kotva} + J_{br} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_{matice}}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (1.5)$$

$J_{matice}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti matice
--------------	----------------------	----------------------------

Moment setrvačnosti přesouvající se hmoty:

$$J_m = m \cdot \left( \frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad (1.6)$$

m [kg]                      přesouvaná hmotnost  
 s [mm]                      stoupání

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

$$J_s = \frac{\pi \cdot \rho \cdot l}{2} \cdot \left( \frac{d}{2} \right)^4 \quad (1.7)$$

$J_s$  [kg/m<sup>2</sup>]                      moment setrvačnosti šroubu  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]                      hustota  
 $l$  [m]                              délka šroubu  
 $d$  [mm]                            jmenovitý průměr šroubu

### Výpočet v prostředí Microsoft Excel

Moment setrvačnosti I a Moment setrvačnosti II

Obsahem těchto dvou listů je výpočet, který vychází ze vztahů 1.2 až 1.7. V listu Moment setrvačnosti I se vychází ze známého momentu setrvačnosti pohonu a oproti tomu v listu Moment setrvačnosti II se přistupuje z opačné strany a počítá se moment setrvačnosti pohonu.

List: Moment setrvačnosti I

V tomto listu se vychází ze známého momentu setrvačnosti pohonu a počítá se velikost přesouvané hmotnosti, jakou je možné přesouvat pro různé hodnoty průměru, délky a stoupání šroubu. Dále je hmotnost pro přesouvání ještě určena podle složení celé soustavy a pohybových možností.

List: Moment setrvačnosti II

Hmotnost potřebná k výpočtu je určena vzhledem k meznímu stavu vzpěrné tuhosti, podle vztahů 1.8 až 1.9. Další podmínkou je minimální síla 1 000 N. Následně je pro různé parametry určen moment setrvačnosti a to pro případ s rotujícím kuličkovým šroubem nebo rotující kuličkovou maticí.

Kritické axiální zatížení:

$$F_{kr} = \frac{500 \cdot \pi^3 \cdot d_2^4}{f_v \cdot l^2} \quad (1.8)$$

$F_{kr}$  [N]                              kritická axiální síla  
 $d_2$  [mm]                            malý průměr závitu šroubu  
 $f_v$  [-]                                součinitel uložení  
 $l$  [m]                                nepodepřená délky šroubu

Maximální axiální zatížení

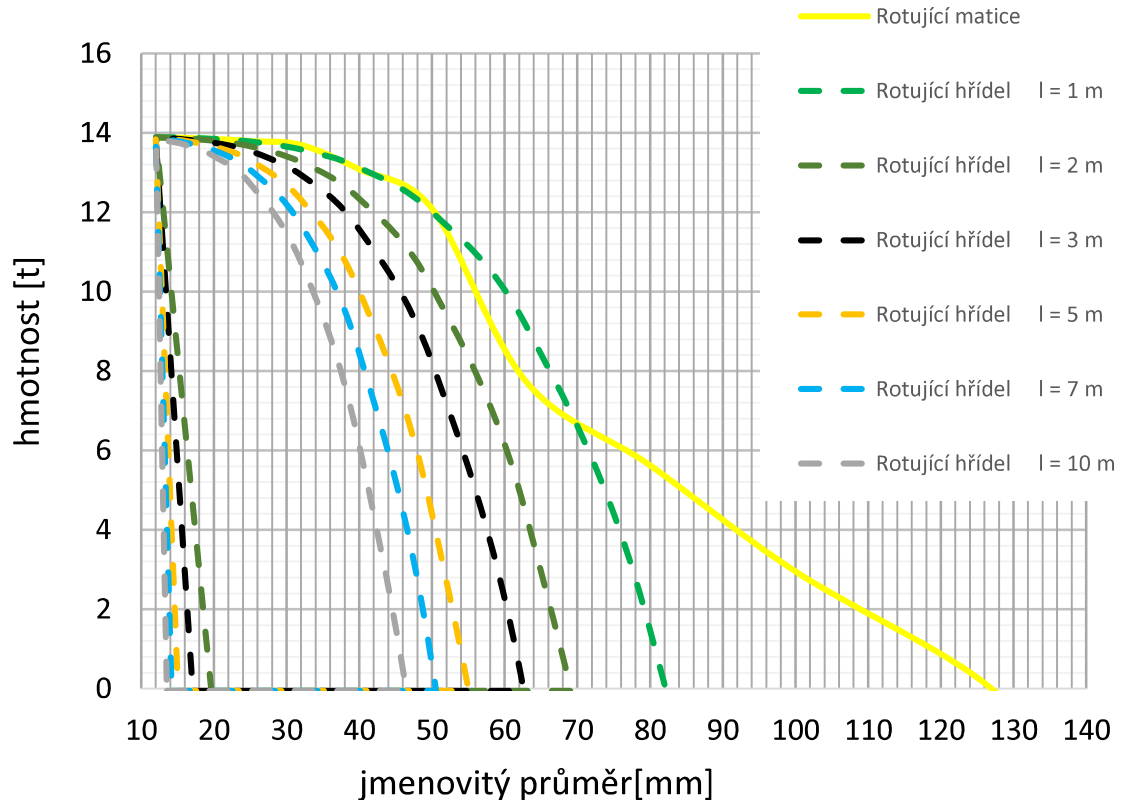
$$F_{max} = \frac{F_{kr}}{k} \quad (1.9)$$

$F_{max}$  [N]                      maximální axiální zatížení  
 $k$  [-]                              koeficient bezpečnosti

Výsledkem těchto listů je knihovna grafů popisujících chování soustavy při různých parametrech.

## 5.2 Shrnutí, porovnání

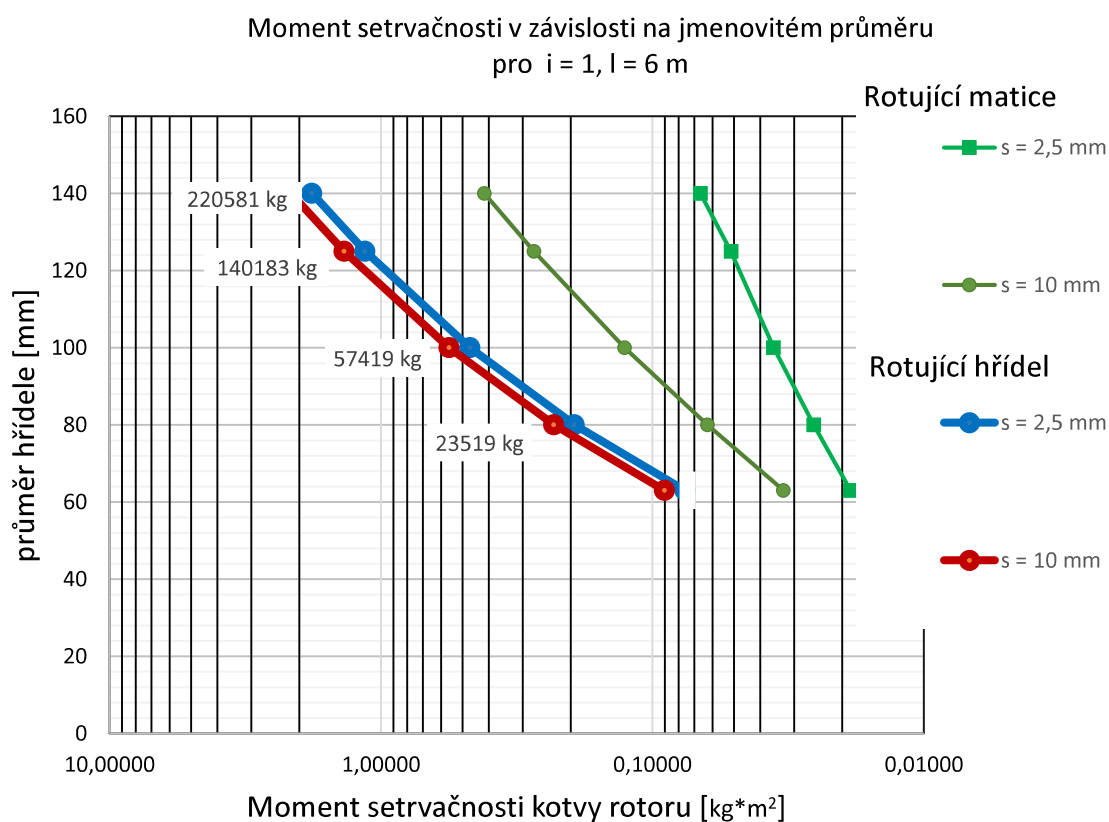
Přístup výpočtu v listu Moment setrvačnosti I ukazuje rozdíl hmotnosti při použití rotujícího kuličkového šroubu nebo rotující kuličkové matice, bez ohledu na další aspekty, které konstruktér musí brát v úvahu při návrhu. Tento přístup je určen pro posouzení hranice vhodnosti použití daného způsobu pohonu. Z grafů, vytvořených pro různé hodnoty, je vidět při jakém průměru, délce a stoupání šroubu začíná být daný způsob náhonu vhodnější. Pro názornost je zde vyobrazen jeden z grafů (graf 1), sestavený pro převodový poměr roven 1, stoupání rovno 10 mm a daném momentu setrvačnosti kotvy motoru 0,0248 kg·m<sup>2</sup>.



Graf 1: Závislost přesouvané hmotnosti na jmenovitém průměru.

Z grafu 1 je patrné, že náhon pohybové osy pomocí rotující matice je vhodnější pro většinu jmenovitých průměrů, hřídelí délek větších než 1 m. S rostoucí délkou hřídele a jmenovitým průměrem se rozdíl zvětšuje. Ovšem v oblasti mezi průměry 50 až 70 mm, pro délku hřídele 1 m je vhodnější použít rotující hřídel.

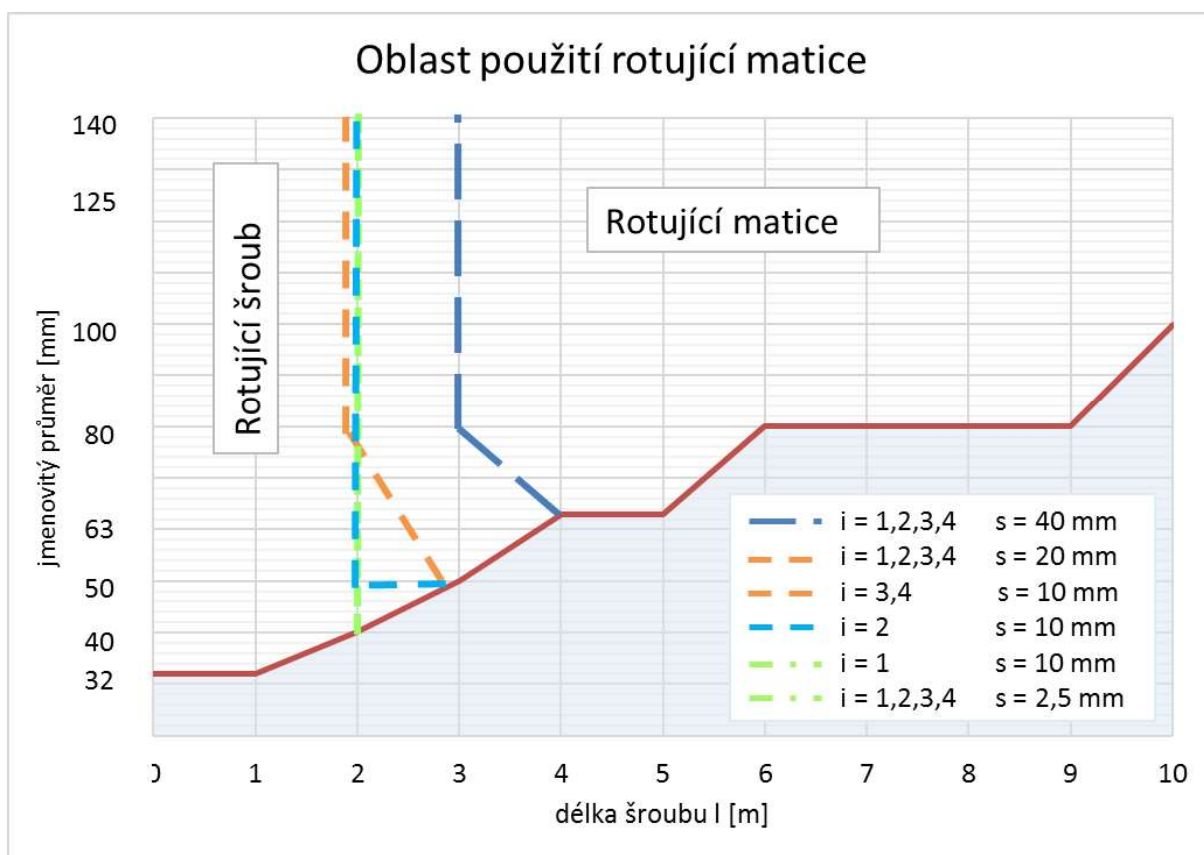
Výpočet v listu Moment setrvačnosti II je přívětivější jak pro konstruktéra, tak i pro zákazníka, kterého zajímá moment setrvačnosti pohonu při známé přesouvané hmotnosti. Dále je z tohoto výpočtu patrné, jaký jmenovitý průměr šroubu je, pro jakou přesouvanou hmotu na dané délce zapotřebí. Příklad jednoho z grafů je zobrazen níže (graf 2).



Graf 2: Závislost momentu setrvačnosti kotvy motoru na jmenovitém průměru.

Graf 2 zobrazuje obě varianty a ukazuje, o kolik je možné snížit moment setrvačnosti kotvy motoru při stejných vstupních parametrech. Například pro průměr 100 mm a stoupání 2,5 mm je úspora na momentu setrvačnosti o 4,4 krát menší.

Výsledky z obou listů jsou zachyceny v grafu 3, který znázorňuje hranice použití rotující matice v závislosti na jmenovitém průměru a délce hřídele. Z výpočtu v listu Moment setrvačnosti  $I$  plyne, že je vhodné použít rotující matici i pro délku jeden metr a to od jmenovitého průměru 80mm a výše. Při tomto průměru je ovšem rotující matice mnohem větší než matice při rotujícím hřídeli a velikost zástavbového prostoru, spolu s motorem umístěným u matice, je vzhledem k délce příliš velká.



Graf 3: Hranice mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující kuličkovou maticí.





## 6 Nová řada kuličkových šroubů s rotující maticí

Cílem nové řady je nabídnout zákazníkovi lepší řešení z pohledu nákladových (menší nároky na pohon) a provozních podmínek (snazší údržba, montáž atd.), než je tomu u rotujícího kuličkového šroubu. Není možné nabízet veškeré kombinace parametrů KŠM, protože tento seznam by byl velmi rozsáhlý a nepřehledný. Z těchto důvodů je pomocí vybraných kritérií doporučena řada, která vystihuje možné nejvhodnější parametry. Předchozí kapitola určuje, pro jakou délku je vhodnější použít rotující matici, a dalšími kritérii pro samotný návrh nové řady jsou:

- Rychloposuv
- ČSN ISO 3408 - 2
- Kritické otáčky, otáčkový faktor
- Maximální axiální zatížení vzhledem k vzpěru
- Axiální statická a dynamická únosnost
- Životnost
- Moment motoru: statické, kinematické a dynamické hledisko

### 6.1 Předběžný návrh nové řady KŠM s rotující maticí

Predběžný návrh vychází z průzkumu trhu obráběcích strojů. Na základě již vyrobených strojů a počtu jejich zastoupení je určen rozptyl stoupání při daných otáčkách.

#### 6.1.1 Návrh rychloposuvů

Na základě průzkumu obráběcích strojů jsou v tab. 6 zobrazeny používané rychloposuvy. Skupinám A až E jsou přiřazeny četnosti výskytu daného rychloposuvu dle typu stroje. Podmínkou zvolení určitého rychloposuvu pro výpočet je minimální četnost výskytu rovna 5.

Tab.7 Používané rychloposuvy.

V <sub>rp</sub>		Shrnutí používaných rychloposuvů																												četnost					
		3	5	7	8	10	12	14	15	16	18	20	21	22	24	25	26	28	30	32	33	36	40	42	43	45	48	50	52		56	60			
A	1					3	2			3	1	1	5			1	3	1	1			6	1		3	3	2	1	1	2	2	1	1	2	
B			1			2	3	1		2	1	1	2			1	2	1				3	1	1	2	2			1				1		
C										1			1									1	3	1		1	3	1					3	1	
D		1			1	1	1			1	1			1	1							1	1												
E										1			1																						
Suma		1	1	1	1	6	6	1	8	3	3	9	1	2	7	3	1	1	12	3	1	6	8	3	1	4	2	6	2	1	5				
z					10	12		15			20			24				30			36	40					50						60		

- A - CNC soustružnické stroje a OC na rotační součásti
- B - CNC OC na nerotační součásti
- C - CNC multifunkční OC
- D - CNC vrtací a vyvrtávací stroje
- E - CNC brousící stroje
- Z – Doporučené rychloposuvy

Následně je z nejpoužívanějších rychloposuvů strojů na současném trhu a uplatnění podmínky, vypočteno stoupání pro zvolené otáčky pohonu (vztah 1.10). V prostředí Microsoft Excel jsou vypočítána stoupání pro doporučené rychloposuvy. Rozptyl stoupání je zachycen v tabulce 8.

Stoupání je nepřímo úměrné otáčkám:




$$s = \frac{v_{rp} \cdot 1000}{n} \quad (1.10)$$

$s$  [mm]      stoupání  
 $v_{rp}$  [m/min]      rychloposuv  
 $n$  [min<sup>-1</sup>]      otáčky servopohonu

Tab.8 Výpočet stoupání pro různé otáčky

Stoupání [mm]	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]						Rychloposuv [m/min]
	n=500	n=1000	n=1500	n=2000	n=3000	n=4000	V <sub>rp</sub>
S1	20,00	10,00	6,67	5,00	3,33	2,50	10
S2	24,00	12,00	8,00	6,00	4,00	3,00	12
S3	30,00	15,00	10,00	7,50	5,00	3,75	15
S4	40,00	20,00	13,33	10,00	6,67	5,00	20
S5	48,00	24,00	16,00	12,00	8,00	6,00	24
S6	60,00	30,00	20,00	15,00	10,00	7,50	30
S7	72,00	36,00	24,00	18,00	12,00	9,00	36
S8	80,00	40,00	26,67	20,00	13,33	10,00	40
S9	100,00	50,00	33,33	25,00	16,67	12,50	50
S10	120,00	60,00	40,00	30,00	20,00	15,00	60

Vysvětlivky:

-  Nestandardní stoupání dle normy ČSN ISO 3408-2
-  Vypočítané stoupání
-  Zvolené rychloposuvy

## Výpočet v prostředí Microsoft Excel

List:  $V_{rp}$

Tento list obsahuje seznam společností a jejich strojů s příslušnými používanými rychloposuvy. Stroje jsou rozděleny do skupin podle typu. Na základě četnosti výskytu rychloposuvu a podmínky jsou určeny rychloposuvy, se kterými se dále pracuje. Otáčky jsou odstupňovány podle standardní řady pohonu výrobce Siemens řady 1FT7 [24]. Pro takto určené rychloposuvy a otáčky jsou vypočteny stoupání. Vstupními hodnotami jsou četnost a podmínka pro určení rychloposuvu.

### 6.1.2 Kritické otáčky

V případě vysokých otáček může KŠM dosáhnout rezonanční frekvence, přičemž může dojít k ohybovému kmitání a následnému poškození KŠM. Z tohoto důvodu je nutné KŠM kontrolovat na tzv. kritické otáčky (vztah 1.11). Kritická rychlost otáčení je závislá na průměru hřídele, nepodepřené délce hřídele, součiniteli uložení, hustotě a modulu pružnosti materiálu v tahu.

$$n_{kr} = \frac{60 \cdot f_n}{2 \cdot \pi \cdot l_s^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_d \cdot 10^3}{\rho \cdot A}} \quad (1.11)$$

$n_{kr}$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	kritické otáčky
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$f_n$	[–]	součinitel typu uložení
$l_s$	[mm]	nepodepřená délka hřídele
$I_d$	[ $\text{mm}^4$ ]	moment setrvačnosti průřezu
$\rho$	[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	hustota
A	[ $\text{mm}^2$ ]	plocha průřezu

Pro kruhovou plochu hřídele platí vztah:

$$A = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (1.12)$$

$d_2$  [mm]      malý průměr závit hřídele

Součinitel typu uložení  $f_n$ :

vetknutý – volný	podepření - podepření	vetknutí - podepření	vetknutí - vetknutí
3	10	15	22

Po zjednodušení vztahu 1.11 dostáváme vztah:

$$n_{kr} = \frac{10^7 \cdot f_n \cdot d_2}{l_s^2} \quad (1.13)$$

Přípustné otáčky jsou z kritických otáček sníženy o 20%

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} \quad (1.14)$$

Vlivem vysoké oběžné rychlosti kuliček, dochází k velkým rázům kuliček a následnému poškození kuličkového hřídele a matice. Proto výrobci KŠM uvádí tzv. otáčkový faktor (vztah 1.15), který limituje tyto rychlosti. Hodnoty se v závislosti na výrobci a typu provedení KŠM pohybují od 60 000 do 220 000. Ve zvláštních případech dosahují i vyšších hodnot.

Otáčkový faktor je dán průměrem hřídele a maximálními otáčkami:

$$DN = d_0 \times n_{max} \quad (1.15)$$

DN	[mm/min]	otáčkový faktor
$d_0$	[mm]	průměr hřídele
$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	maximální přípustné otáčky

Otáčkový faktor uvádí řada výrobců. Někteří mají vlastní omezení jako např. KortaGroup, která uvádí, že maximální rychlost kuličky (vztah 1.16) uvnitř matice by neměla přesáhnout 5 m/s.

$$v_p = \pi \cdot D_{pw} \cdot \frac{n_{max}}{60} \quad (1.16)$$

$v_p$	[m/s]	rychlost kuličky
$D_{pw}$	[m]	průměr obsahující středy kuliček

Jiný přístup používá společnost RockFord. Maximální přípustné otáčky pro rotující hřídel pře počítá na lineární rychlost a ta se porovnává s lineární rychlostí rotující matice. Pro bezpečné použití musí být lineární rychlost matice menší než lineární rychlost rotující hřídele.

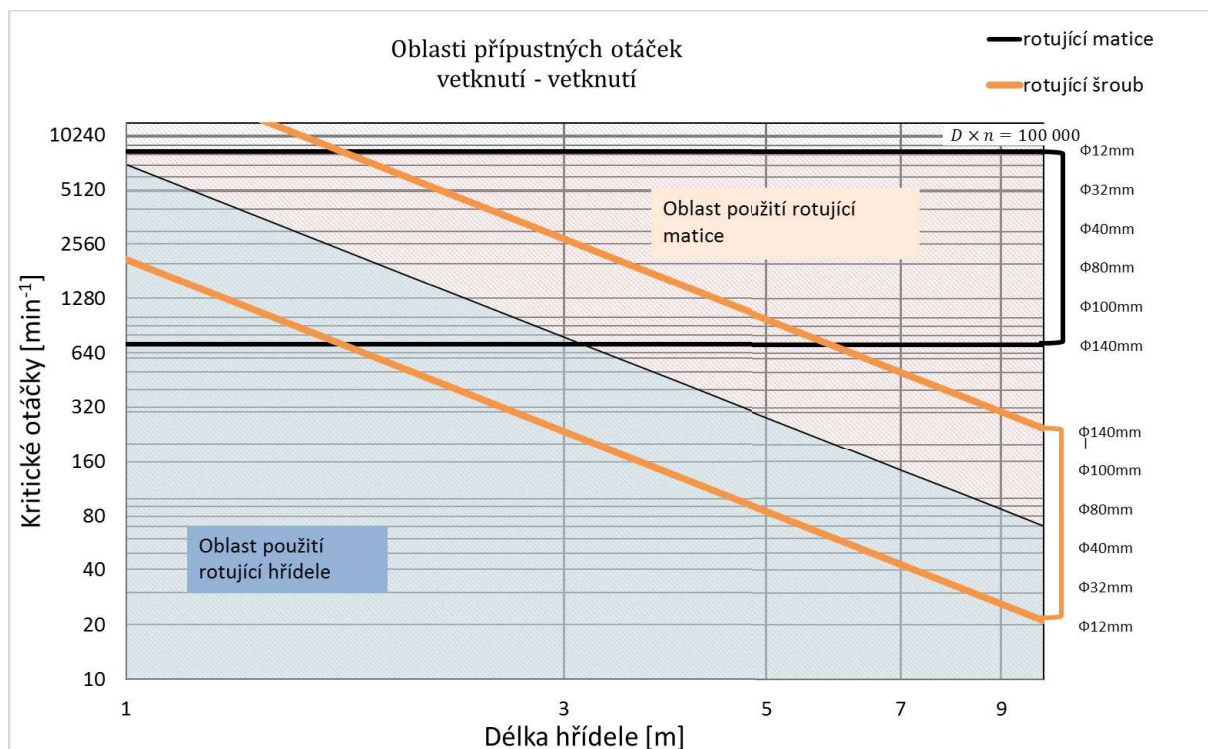
Lineární rychlost rotující matice:

$$DN = \left( \frac{3000}{d_2} \right) \cdot s \quad (1.17)$$

## Výpočet v prostředí Microsoft Excel

List: Kritické otáčky

Tento list nevyžaduje zadání žádných vstupních parametrů. Popisuje kritické otáčky a otáčkový faktor v závislosti na součiniteli uložení, průměru a délce šroubu. Výsledek pro typ uložení vetknutí – vetknutí je zachycen v grafu 2. Graf zobrazuje, v jakých otáčkách je možné se pohybovat v případě rotující hřídele nebo při rotující matici.



Graf 4: Oblast přípustných otáček KŠM.

### 6.1.3 Návrh předběžné řady pro rotující matici

Kapitola shrnuje požadavky a technické možnosti v jeden celek, se snahou se co nejvíce přiblížit požadavkům trhu. Za základní parametry pro rotující matici považujeme jmenovitý průměr a stoupání. Ostatní parametry se od těchto odvíjí nebo jsou jinak specifikovány.

Rotující matici limitují 2 faktory:

- Otáčkový faktor
- Maximální axiální zatížení

S ohledem na tyto faktory a zvolená kritéria jsou v tab. 9 určena stoupání (žlutá barva) pro jmenovitý průměr. Určitým omezením je i norma ČSN ISO 3408-2, která udává doporučený rozsah stoupání v závislosti na průměru. Dále tabulka 9 zobrazuje maximální možný rychloposuv (zelená barva).

Tab.9 Doporučená stoupání.

		stoupání [mm]													max Vrp [m/min]		
		2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32		40	
Jmenovitý průměr rotující matice [mm]	12															podmínka min 1 000N	60
	16																60
	20																60
	25																60
	32															60	
	40															60	
	50															60	
	63															60	
	80															40	
	100															36	
	125															24	
	140															20	

Dalším důležitým aspektem pro zákazníka je maximální axiální zatížení působící na dané délce šroubu. Vzhledem k vhodnějšímu použití rotující matice z hlediska momentů setrvačnosti je v tabulce 10 hodnota maximální axiální síly znázorněna zeleně až od délky 2m. Zatížení je v newtonech, protože lze snadno přepočítat na hmotnost pro různá zrychlení požadovaná zákazníkem. Tato tabulka ovšem platí pouze pro způsob uchycení hřídele vetknutím – vetknutím. Tabulky pro další typy uložení je možné zobrazit v souboru s výpočtem v prostředí Microsoft Excel.

Tab.10 Maximální axiální zatížení kuličkového šroubu a matice.

		délka kuličkového hřídele [m]									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
jmenovitý průměr rotující matice [mm]	F [kN]										
	12										
	16										
	20										
	25										
	32										
	40	53	13								
	50	129	32	14							
	63	326	81	36	20	13					
	80	847	212	94	53	34	24	17	13	10	
	100	2 067	517	230	129	83	57	42	32	26	21
	125	5 047	1 262	561	315	202	140	103	79	62	50
140	7 941	1 985	882	496	318	221	162	124	98	79	

## 6.2 Návrh nové řady KŠM s rotující maticí

### 6.2.1 Otáčkový faktor a rychloposuv

Otáčkový faktor je částečně rozebrán v jedné z předchozích kapitol. Výrobci KŠM si stanovují hodnotu otáčkového faktoru dle konstrukce matice a způsobu převádění kuliček v matici. Struktura matice tedy výrazně ovlivňuje hodnotu otáčkového faktoru.

Standardní hodnota otáčkového faktoru se pohybuje kolem 100 000 a ta je použita i pro následující výpočet.

Ze vztahu 1.18 jsou vyjádřeny maximální kritické otáčky určené pro průměry kuličkových šroubů standardně vyráběných ve firmě KŠK Kuřim.

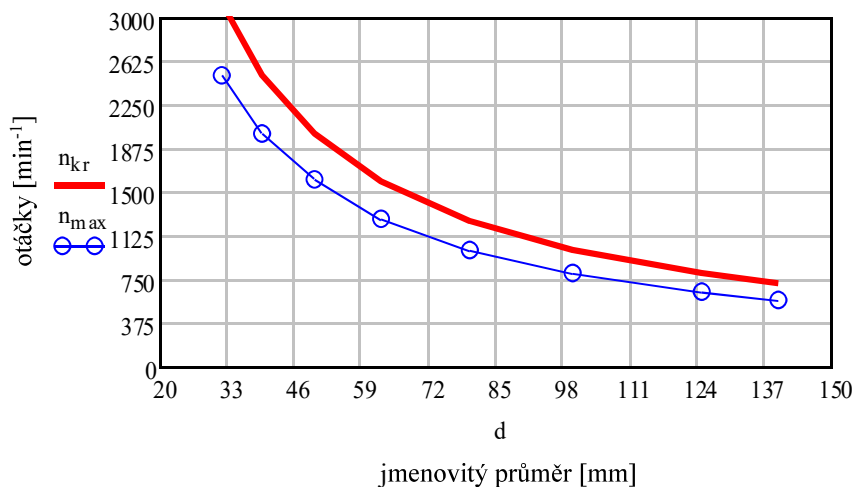
Standardní řada používaných průměrů:

$$d \text{ [mm]} = 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140$$

$$n_{kr} := \frac{DN}{d} \quad (1.18)$$

Z bezpečnostních důvodů a kvůli zabránění poškození soustavy KŠM jsou kritické otáčky sníženy o 20% (vztah 1.14).

V grafu 5 jsou znázorněny kritické a maximální otáčky při použití maximálního stoupání dle normy ČSN ISO 3408-2.



Graf 5: Závislost kritických a maximálních otáček na průměru.

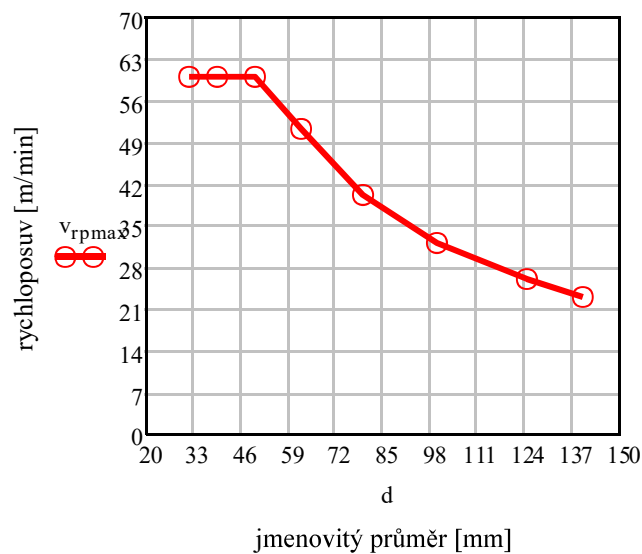


Ze známých otáček dle grafu 5 je určen maximální rychloposuv (vztah 1.19). Rychloposuv je dán maximálním stoupáním a maximálních otáček pro daný průměr.

$$v_{rpmax} = \frac{s_{1max} \cdot n_{max}}{1000} \quad (1.19)$$

$v_{rpmax}$	[m/min]	rychloposuv
$s_{1max}$	[mm]	stoupání
$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky

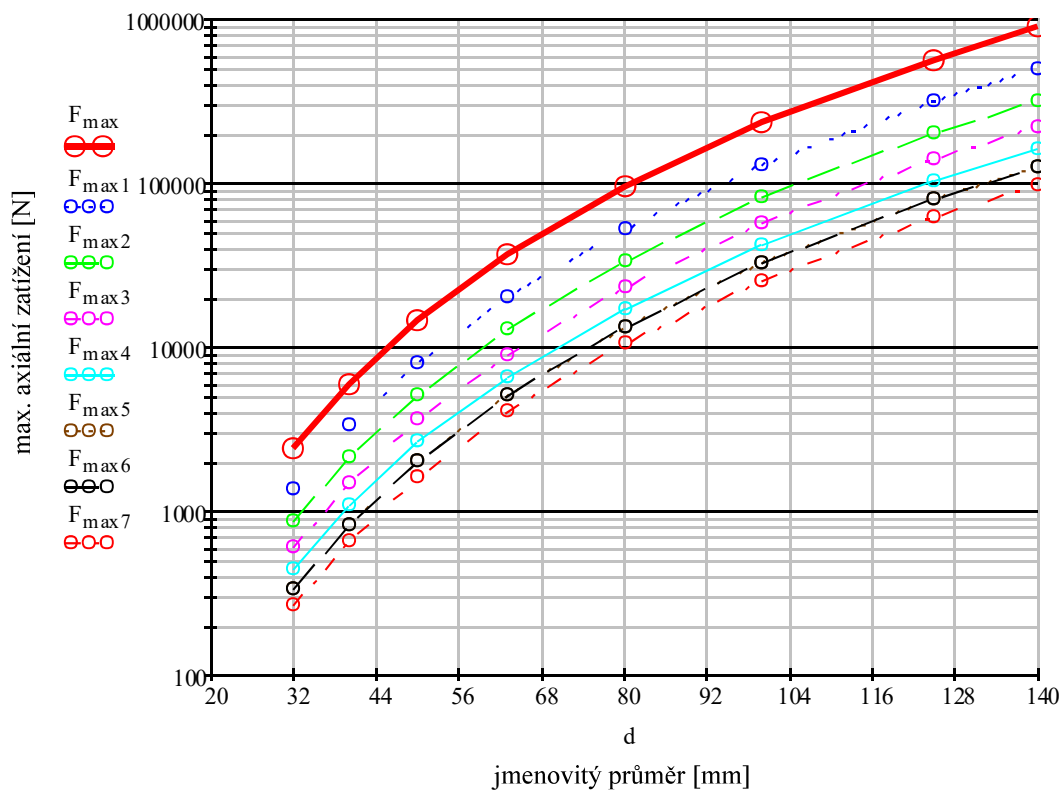
Jednotlivé rychloposuvy, kterých je možno dosáhnout ukazuje graf 6.



Graf 6: Rychloposuvy při maximálních otáčkách a stoupání.

### 6.2.2 Maximální axiální zatížení vzhledem k vzpěru

Kuličkové šrouby a matice se používají v mnoha aplikacích a každá z nich namáhá hřídel kuličkového šroubu jinou velikostní silou. Snahou je navrhnout takový průměr hřídele, aby nedošlo k jejímu poškození, ale zbytečné předimenzování průměru vede ke zvýšeným nárokům na provoz i zvyšuje pořizovací cenu. Proto se provádí výpočet na maximální axiální zatížení vzhledem ke vzpěru (vztahy 1.8 a 1.9). Následně se hledá nejmenší vhodný průměr pro dané zatížení. V grafu 7 jsou znázorněny maximální axiální zatížení vzhledem ke vzpěru při různých průměrech a délkách hřídele.



Graf 7: Závislost jmenovitého průměru na max. axiálním zatížení.

**Vysvětlivky:**

Max. axiální zatížení [N]	Délka hřídele [m]	Max. axiální zatížení [N]	Délka hřídele [m]
$F_{\max}$	3	$F_{\max4}$	7
$F_{\max1}$	4	$F_{\max5}$	8
$F_{\max2}$	5	$F_{\max6}$	9
$F_{\max3}$	6	$F_{\max7}$	10

### 6.2.3 Axiální statická a dynamická únosnost

Statická a dynamická únosnost vychází z normy ISO 3408-5.

Nominální statická únosnost:

$$C_{oa}(s_{s1}) := k_o \cdot z_1(s_{s1}) \cdot i_z \cdot \sin(\alpha_1) \cdot D_w^2 \cdot \cos(\phi(s_{s1})) \quad (1.20)$$

$C_{oa}$	[N]	nominální statická únosnost
$k_o$	[-]	charakteristické číslo
$z_1$	[-]	počet zatížených kuliček v jednom závitu
$i_z$	[-]	počet nosných závitů
$\alpha_1$	[°]	úhel dosude kuliček
$D_w$	[mm]	průměr kuličky
$\phi$	[°]	úhel stoupání

$$k_o := \frac{27.74}{D_w \cdot \sqrt{\left[ \frac{2}{D_w} + \left( \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w} \right) \right] \cdot \left( \frac{2}{D_w} + \frac{\cos(\alpha_1)}{\frac{D_{pw}}{2} - \cos(\alpha_1) \cdot \frac{D_w}{2}} \right)}} \quad (1.21)$$

$f_{rs}$	[-]	konformity faktor
$D_{pw}$	[mm]	roztěčný průměr kuliček

$$\phi(s_{s1}) := \left( \text{atan} \left( \frac{s_{s1}}{\pi \cdot D_{pw}} \right) \right) \quad (1.22)$$

$s_{s1}$  [mm] stoupání

$$z_1(s_{s1}) := \left[ \frac{D_{pw} \cdot \pi}{\cos(\phi(s_{s1})) \cdot D_w} - z_u \right] \quad (1.23)$$

$z_u$  [mm] počet nezatížených kuliček

Modifikovaná axiální statická únosnost:

$$C_{oam}(s_{s1}) := C_{oa}(s_{s1}) \cdot f_{ho} \cdot f_{ac} \quad (1.24)$$

$C_{oam}$	[N]	modifikovaná statická únosnost
$f_{ho}$	[-]	součinitel vlivu tvrdosti
$f_{ac}$	[-]	součinitel vlivu přesnosti

třída přesnosti	IT 1,3,5	T7	T10
$f_{ac}$	1	0,9	0,7

$$f_{ho} := \left( \frac{HV_{skut}}{HV_{654}} \right)^3 f_{h0} \leq 1 \quad (1.25)$$

$HV_{skut}$  [HV] skutečná tvrdost povrchu  
 $HV_{654}$  [HV] teoretická tvrdost povrchu

Nominální dynamická únosnost

$$C_a(s_{s1}) := C_i(s_{s1}) \cdot i_z^{0.86} \quad (1.26)$$

$C_a$  [N] nominální dynamická únosnost  
 $C_i$  [N] únosnost jednoho pracovního závitu  
 $i_z$  [-] počet nosných závitů

$$C_i(s_{s1}) := C_s(s_{s1}) \cdot \left[ 1 + \left[ \left( \frac{1 - \gamma_1}{1 + \gamma_1} \right)^{1.723} \cdot \left( \frac{2 - \frac{1}{f_{rm}}}{2 - \frac{1}{f_{rs}}} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right]^{-0.3} \quad (1.27)$$

$C_s$  [N] únosnost jednoho závitu na hřídeli  
 $\gamma_1$  [-] geometrický faktor  
 $f_{rm}$  [-] konformity faktor

$$\gamma_1 := \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (1.28)$$

$$C_s(s_{s1}) := f_c \cdot (\cos(\alpha_1))^{0.86} \cdot z_1(s_{s1})^{\frac{2}{3}} \cdot D_w^{1.8} \cdot \tan(\alpha_1) \cdot (\cos(\phi(s_{s1})))^{1.3} \quad (1.29)$$

$f_c$  [-] korekční geometrický faktor

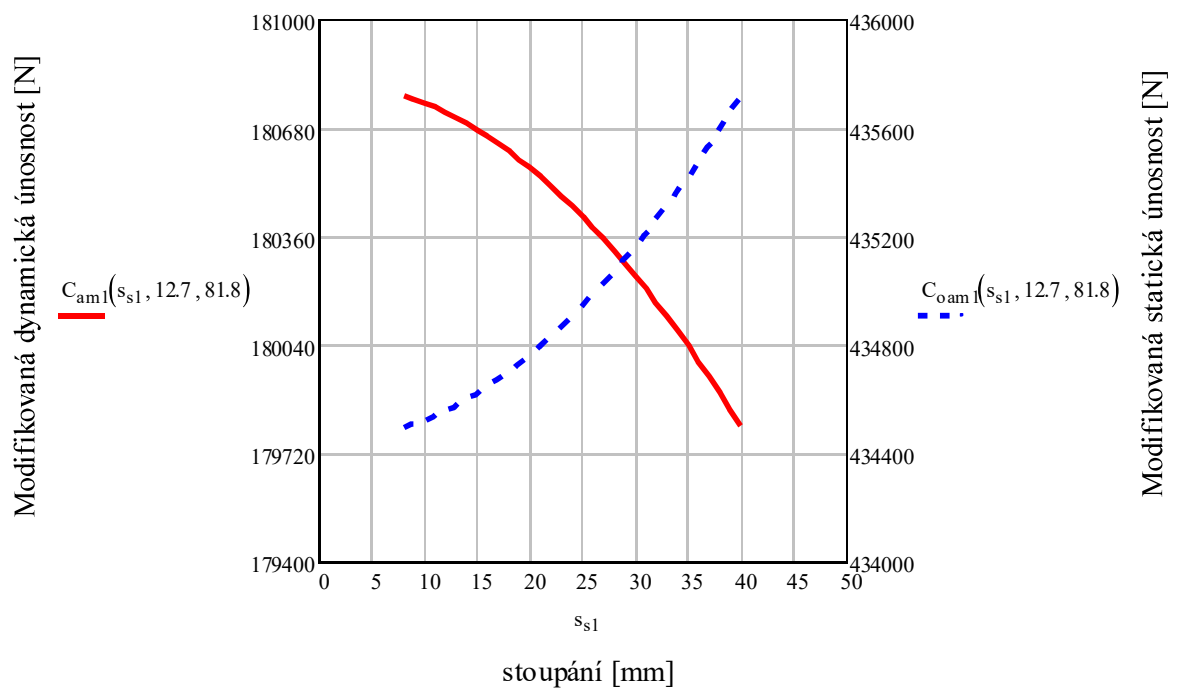
$$f_c := 9.32 \cdot 10 \cdot \left( \frac{3 - \sin(\alpha_1)}{3} \right) \cdot \frac{\gamma_1^{0.3} \cdot (1 - \gamma_1)^{1.39}}{(1 + \gamma_1)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot f_{rs}}} \right)^{0.41} \quad (1.30)$$

### Modifikovaná axiální dynamická únosnost

$$C_{am}(s_{s1}) := C_a(s_{s1}) \cdot f_{ho} \cdot f_{ac} \cdot f_m \quad (1.31)$$

$C_{am}$  [N] modifikovaná dynamická únosnost  
 $f_m$  [-] součinitel vlivu výroby

Způsob výroby	Oceli chladnutí na vzduchu	Oceli odplyněné	Oceli elektricky přetavené	Oceli přetavené ve vakuu
$f_m$	1	1,25	1,44	1,77



Graf 8: Závislost modifikované statické a dynamické únosnosti na stoupání.

### Statická únosnost

$$C_{oam}(8) = 434492 \text{ N} \quad 100\%$$

$$X = \frac{L_{oam}(40) * 100 \%}{L_{oam}(8)} = \frac{435714 * 100 \%}{434492} = 100,28 \%$$

$$C_{oam}(40) = 435714 \text{ N} \quad X \%$$

Dynamická únosnost

$$C_{am}(8) = 180775 \text{ N} \quad 100 \% \quad X = \frac{L_{am}(40) * 100 \%}{L_{am}(8)} = \frac{179\,801 * 100 \%}{180\,775} = 99,46 \%$$

$$C_{am}(40) = 179801 \text{ N} \quad X \%$$

Statická únosnost s rostoucím stoupáním vzrůstá. Nárůst v případě stoupání v rozmezí 8 až 40 mm je minimální a pohybuje se pouze v desetinách procentech. U dynamické únosnosti dochází k poklesu s rostoucím stoupáním, ale podobně jako u statické únosnosti, je pokles pouze v desetinách procentech.

#### 6.2.4 Životnost

Strojní zařízení se dimenzují na určitou životnost, po kterou musí spolehlivě plnit svou funkci, proto je nutné znát i životnost kuličkových šroubů použitých ve stroji. Při určování délky životnosti kuličkového šroubu se musí brát v úvahu pracovní podmínky.

Životnost předepnuté matice je potom dána:

$$L_{ha}(s_{s1}) := \left( \frac{C_{am}(s_{s1})}{F_{m1a12}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{str1}} \quad (1.32)$$

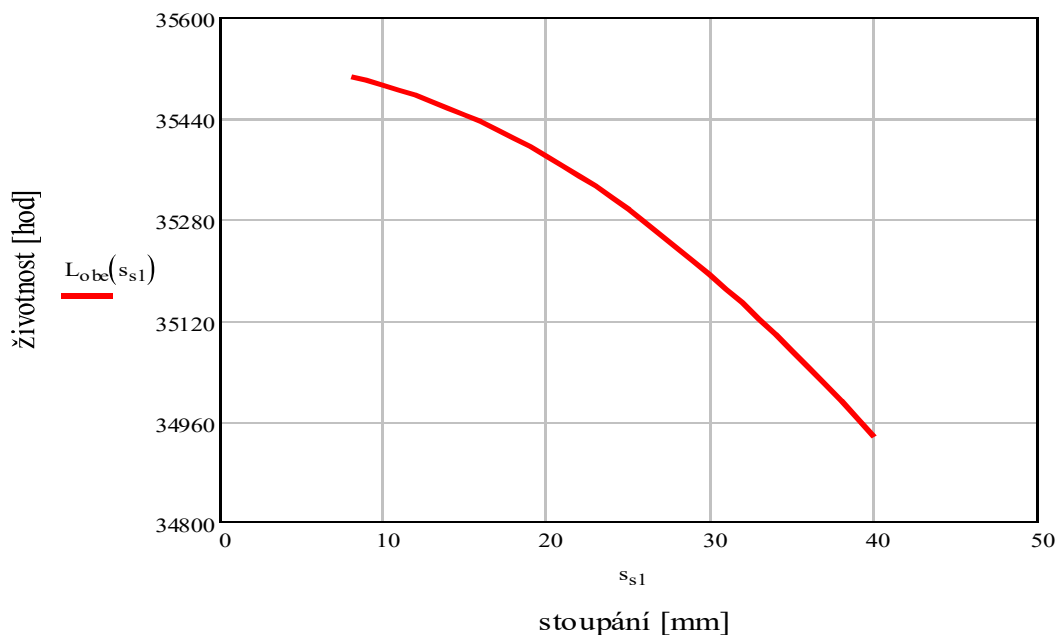
$L_{ha}$ [hod]	životnost
$C_{am}$ [N]	modifikovaná dynamická únosnost
$F_{m1a12}$ [N]	střední ax. ekvivalentní zatížení
$n_{str1}$ [ $min^{-1}$ ]	stoupání

Výsledná životnost dvojice předepnutých matic je dána:

$$L_{obe}(s_{s1}) := \left( L_{ha}(s_{s1})^{\frac{-10}{9}} + L_{hb}(s_{s1})^{\frac{-10}{9}} \right)^{\frac{-9}{10}} \quad (1.33)$$

$L_{obe}$ [hod]	výsledná životnost dvojice matic
-----------------	----------------------------------

Vliv stoupání na životnost předepnutých matic je znázorněn v grafu 9.



Graf 9: Závislost životnosti na stoupání.

S rostoucím stoupáním dochází k prudkému snížení životnosti. Běžná životnost KŠM se pohybuje kolem 20 000 hod v závislosti na míře použití v dané aplikaci. S ohledem na běžnou životnost se velikost stoupání, v míře 8 až 40 mm, na životnosti KŠM podílí minimálně.

$$L_{obe}(8) = 37073 \quad 100 \%$$

$$L_{obe}(40) = 36492 \quad X \%$$

$$X = \frac{L_{obe}(40) * 100 \%}{L_{obe}(8)} = \frac{36492 * 100 \%}{37073} = 98,5 \%$$

Maximální ovlivnění stoupáním je do 1,5 % životnosti šroubu.

## 6.2.5 Moment motoru

### Statické hledisko

Statický moment je na motor vyvolán požadovaným axiálním působením při obrábění, v případě skloněného vedení tíhovou složkou břemene a dále pasivními odpory.

$$M_{\text{stat}}(s_1) := \frac{F_a \cdot s_1}{2\pi \cdot i_1 \cdot \eta_c \cdot 1000} + M_{\text{zdrhmstat}}(s_1) \quad (1.34)$$

$F_a$ [N]	požadovaná axiální síla
$s_1$ [mm]	stoupání
$\eta_c$ [–]	celková účinnost posuvové soustavy
$i_1$ [–]	převodový poměr
$M_{\text{zdrhmstat}}$ [Nm]	statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_{\text{zdrhmstat}}(s_1) := M_{\text{Gstat}}(s_1) + M_{\text{GTstat}}(s_1) + M_{\text{Lstat}}(s_1) + M_{\text{KSMstat}}(s_1) \quad (1.35)$$

$M_{\text{Gstat}}$ [Nm]	zátěžový moment od tíhové síly
$M_{\text{GTstat}}$ [Nm]	moment zátěže od třecích sil
$M_{\text{Lstat}}$ [Nm]	moment zátěže od třecích sil v ložisku
$M_{\text{KSMstat}}$ [Nm]	moment zátěže od třecích od předeptutí KŠM

$$m_1 := \frac{F_a}{a_m} \quad (1.36)$$

$m_1$ [kg]	přesouvaná hmotnost
$a_m$ [m/s <sup>2</sup> ]	lineární zrychlení

$$M_{\text{Gstat}}(s_1) := \frac{m_1 \cdot g_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot \eta_v \cdot \eta_p \cdot 1000} \quad (1.37)$$

$\eta_v$ [–]	účinnost vedení
$\eta_p$ [–]	účinnost převodu

$$M_{\text{GTstat}}(s_1) := \frac{m_1 \cdot g_1 \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.38)$$

$\eta_v$ [–]	účinnost vedení
$\eta_p$ [–]	účinnost převodu



$f_1$  [-] součinitel tření ve vodících plochách

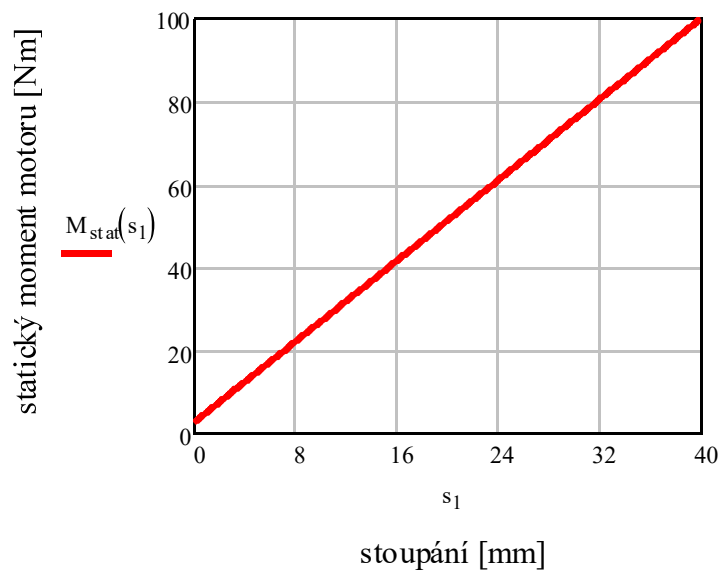
$$M_{Lstat}(s_1) := \frac{0.5(F_a + m_1 \cdot g_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_1 \cdot f_1}{i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.39)$$

$$F_p := 0.35 \cdot F_a \quad (1.40)$$

$F_p$  [N] předeprnutí kuličkového šroubu

$$M_{KSMstat}(s_1) := \frac{F_p \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5(F_a + m_1 \cdot g_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_1 \cdot f_2}{i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.41)$$

$\eta_s$  [-] účinnost KŠM



Graf 10: Závislost statického momentu motoru na stoupání.

### Kinematické hledisko

$$\varepsilon_m(s_1) := \frac{a_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1000}{s_1} \cdot i_1 \quad (1.42)$$

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

## Dynamické hledisko

Návrh dynamického momentu pohonu zahrnuje požadavek na zrychlení celé soustavy a zohledňuje pasivní odpory.

$$M_{\text{motor}}(s_1) := J_{\text{red}}(s_1) \cdot \varepsilon_m(s_1) + M_{\text{zdrhm}}(s_1) \quad (1.43)$$

$$M_{\text{zdrhm}}(s_1) := M_G(s_1) + M_{GT}(s_1) + M_{KSM}(s_1) \quad (1.44)$$

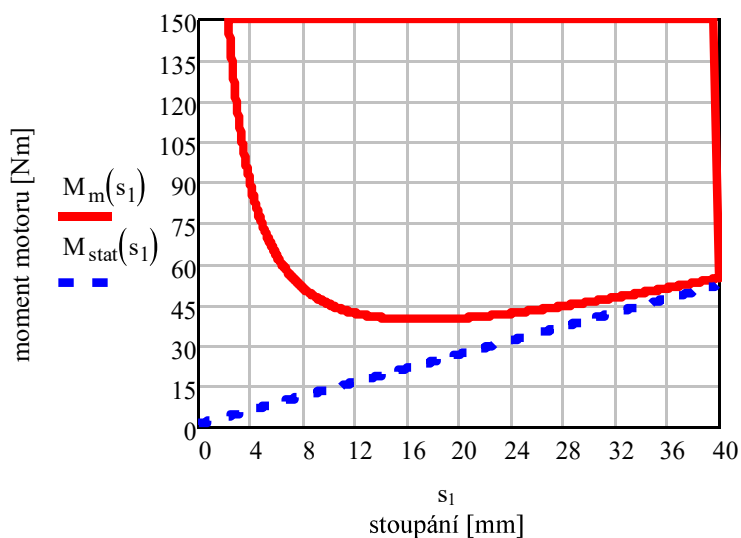
$M_{\text{zdrhm}}$	[Nm]	dynamický moment zátěže redukováný na hřídel motoru
$M_G$	[Nm]	zátěžový moment od přesouvaných hmot
$M_{GT}$	[Nm]	moment pasivních odporů v ložiskách
$M_{KSM}$	[Nm]	moment pasivních odporů v KŠM

$$M_G(s_1) := \frac{m_1 \cdot g_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.45)$$

$$M_{GT}(s_1) := \frac{m_1 \cdot g_1 \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.46)$$

$$M_{KSM}(s_1) := \frac{F_p \cdot s_1}{2 \cdot \pi \cdot i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5m_1 \cdot g_1 \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_1 \cdot f_2}{i_1 \cdot (\eta_v \cdot \eta_p) \cdot 1000} \quad (1.47)$$

Následující graf 11 znázorňuje závislost statického a dynamického momentu na stoupání.



Graf 11: Závislost momentu motoru na stoupání.

### 6.3 Shrnutí nové řady pro rotující matici

Předchozí kapitoly popisují vliv stoupání na parametry rotující matice. Vzhledem ke jmenovitému průměru jsou na základě výpočtů v předchozích kapitolách doporučena stoupání. Spodní hranice jmenovitých průměrů je omezena s ohledem na nutnost umístění pohonu na pohybující se komponentu a podmínkou přesouvání minimální síly 1 000 N. Stoupání je zvoleno podle následující metodiky:

- Rychloposuv – zákazník vyžaduje co nejvyšší – vysoká produktivita
- ČSN ISO 3408 – 2 – udává hodnoty doporučených stoupání pro jmenovitý průměr
- Kritické otáčky, otáčkový faktor – vlivem velkého stoupání dochází k rychlému dosažení kritických otáček
- Maximální axiální zatížení vzhledem ke vzpěru – stoupání nemá vliv
- Axiální statická a dynamická únosnost – stoupání ovlivňuje pouze minimálně
- Životnost – stoupání ovlivňuje pouze minimálně
- Moment motoru: statické, kinematické a dynamické hledisko – ze statického hlediska je vhodnější použít co nejmenší stoupání, z kinematického hlediska s rostoucím stoupáním klesá úhlové zrychlení motoru, z dynamického hlediska je moment motoru pro různá stoupání odlišný, moment při nízkém stoupání je velmi vysoký a velmi rychle klesá s rostoucím stoupáním, v určité hodnotě se poté nachází minimum a od minima moment motoru pozvolna roste se zvyšujícím se stoupáním

Výběr stoupání je založen na nalezení minima funkce dynamického momentu motoru. Protože dynamický moment je velice závislý na požadavcích zákazníka (zrychlení, přesouvaná hmotnost) je předpokládáno, že zákazník bude požadovat co nejvyšší zrychlení při co nejvyšší možné axiální síle. Vzhledem k neznámým přesouvaným hmotnostem a zrychlení je prvotní zrychlení voleno tak, aby se minimum funkce nacházelo na stoupání 40 mm. To proto, že čím větší je stoupání, tím je možné dosáhnout většího rychloposuvu. Stoupání 40 mm je zařazeno do výběru doporučených stoupání. Následně je zvolena hranice 10 % dynamického momentu pro stoupání 40 mm. Všechna nižší stoupání, která se nachází pod touto hranicí, jsou z výběru vyřazena. Poté je zvoleno nejbližší stoupání, které se nachází za hranicí 10%. Toto stoupání je zařazeno do výběru doporučených stoupání. Pro toto stoupání je určen dynamický moment motoru a následně z toho momentu je vypočtena hranice 10%. Následně jsou stoupání v této hranici vyřazena a celý proces výběru stoupání se opakuje. Pro takto zvolená stoupání je vypočítán maximální možný rychloposuv s ohledem na kritická omezení a další parametry potřebné pro návrh pohybové osy s KŠM. Výsledek výběru doporučených stoupání spolu s ostatními parametry je zobrazen v tabulce 11.

Tab.11 Doporučené parametry KŠM s rotující maticí.

d [mm]	s [mm]	$v_{rp}$ [m/min]	* $l_{max}$ [m]	$C_a$ [kN]	$C_o$ [kN]	i [-]
40	20	40	3	70 - 145	25 - 65	3 - 6
	40	60	(2)			
50	12	19	3-4 (3)	90 - 190	25 - 76	3 - 6
	20	32				
	40	60				
63	12	15	3-7 (3 - 5)	125 - 300	35 - 113	3 - 6
	25	31				
	40	50				
80	12	12	3-10 (3 - 8)	239 - 691	70 - 225	3 - 6
	25	25				
	40	40				
100	12	10	3-10 (3 - 10)	300 - 900	80 - 260	3 - 6
	20	16				
	40	32				
125	12	8	3-10 (3 - 10)	770 - 1 150	200 - 300	4 - 6
	25	16				
	40	25				
140	12	7	3-10 (3 - 10)	900 - 1 350	260 - 380	4 - 6
	20	11				
	40	22				

\*  $l$ [m] platí pro způsob uložení vetknutí - vetknutí  
 hodnoty v závorce platí pro způsob uložení vetknutí - podepření  
 $l/d > 40$  je potřeba použití podpěr

$d$  [mm] jmenovitý průměr  
 $s$  [mm] stoupání  
 $v_{rp1}$  [m/min] maximální rychloposuv  
 $l_{max}$  [m] délka kuličkového šroubu  
 $C_o$  [kN] statická únosnost  
 $C_a$  [kN] dynamická únosnost  
 $i$  [-] počet pracovních závitů

## 7 Konstrukce rotující matice

Při konstrukci rotující matice je třeba dbát nejen na technické možnosti výroby daného prvku, ale i na požadavky zákazníka a správně naddimenzovat jednotlivé prvky tak, aby celá soustava správně plnila požadovanou funkci, během požadované doby. Dalším omezením konstrukce je smontovatelnost a případná možnost výměny jednotlivých komponent v případě poruchy. Velmi důležitým hlediskem pro konstrukci je i ekonomické hledisko.

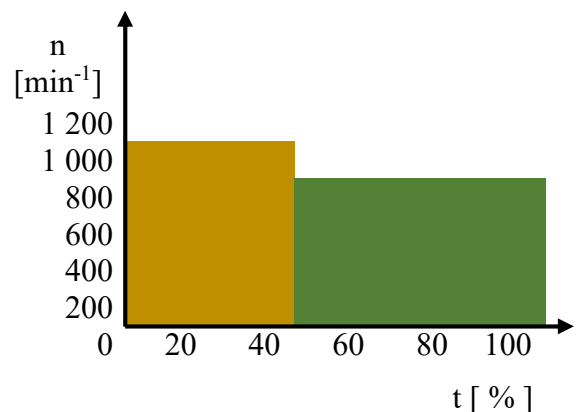
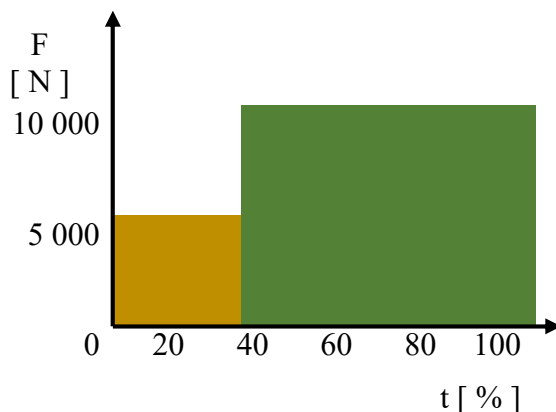
### 7.1 Vstupní parametry a základní výpočet

Návrh konstrukce kuličkové rotující matice pro následující parametry:

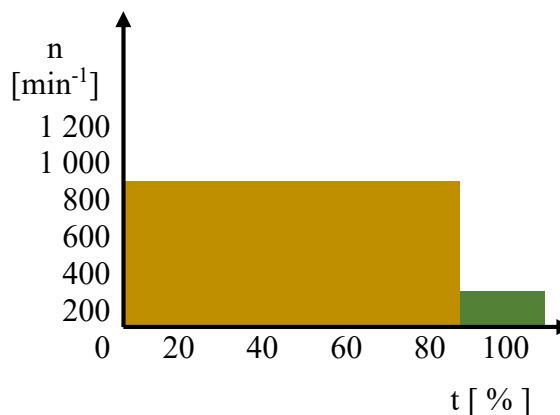
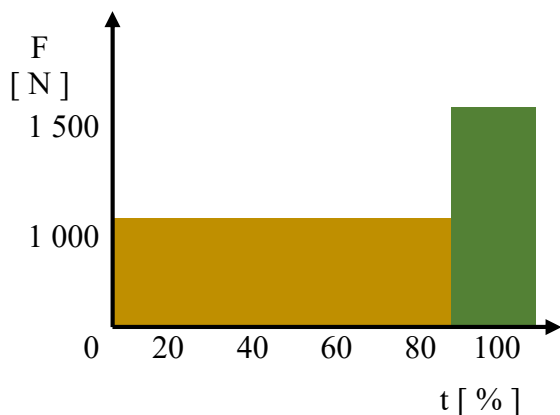
Jmenovitý průměr	$d = 80$	mm
Stoupání	$s = 30$	mm
Počet pracovních závitů v matici	$I = 4$	-
Délka hřídele	$l = 6\,000$	mm
Průměr kuličky	$D_w = 12,7$	mm
Roztečný průměr	$d_{pw} = 81,8$	mm
Úhel dosedu	$\alpha = 45$	°
Počet nezátížených kuliček	$z_u = 4$	-
Převodový poměr	$i = 4$	-
Požadovaná trvanlivost	$L = 20\,000$	hod
Uložení hřídele	oboustranně vetknuto	-

Zatěžovací spektrum:

Směr 1



Směr 2



F [N]            axiální síla  
 n [min<sup>-1</sup>]      otáčky  
 t [%]            poměrná doba působení

Výpočet KŠM je proveden podle vztahů z předchozích kapitol a je shrnut do následující tabulky (tab. 12).

Tab.12 Výsledky výpočtu KŠM s rotující maticí.

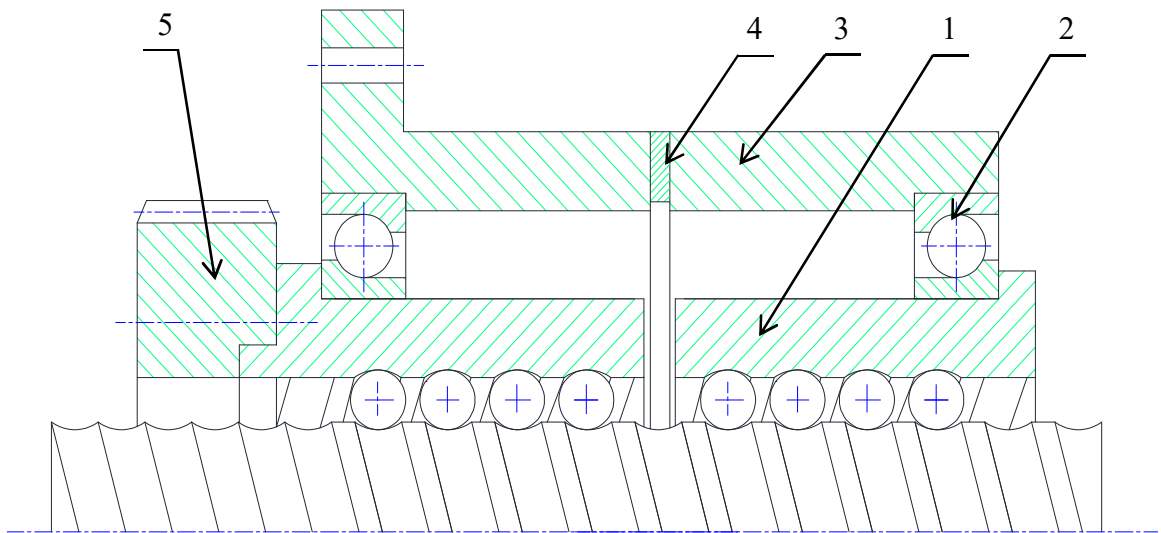
Ekvivalentní otáčky	Směr 1	860	min <sup>-1</sup>	
	Směr 2	680	min <sup>-1</sup>	
Ekvivalentní zatížení	Limitní	19 800	N	
	Směr 1	12000	N	
	Směr 2	6985	N	
Statická axiální únosnost		446	kN	
Dynamická axiální únosnost		148	kN	
Trvanlivost matic		36140	hod	Vyhovuje
Kritické otáčky		1250	min <sup>-1</sup>	Vyhovuje
Vzpěrná tuhost		24	kN	Vyhovuje
Průhyb šroubu		0,000365	mm	Vyhovuje
Návrh pohonu				
Moment motoru		15	Nm	
Výkon motoru		2	kW	
Hmotnost břemene		5000	kg	
Navrhnutý čas rozběhu		1	s	
Dynamický moment setrvačnosti soustavy		0,01	kg·m <sup>2</sup>	
Skutečný čas rozběhu		1.18	s	
Rychloposuv		30	m/min	

Další výpočet je závislý na konkrétním provedení konstrukce rotující matice.

## 7.2 Návrh variant rotující matice

### Varianta A

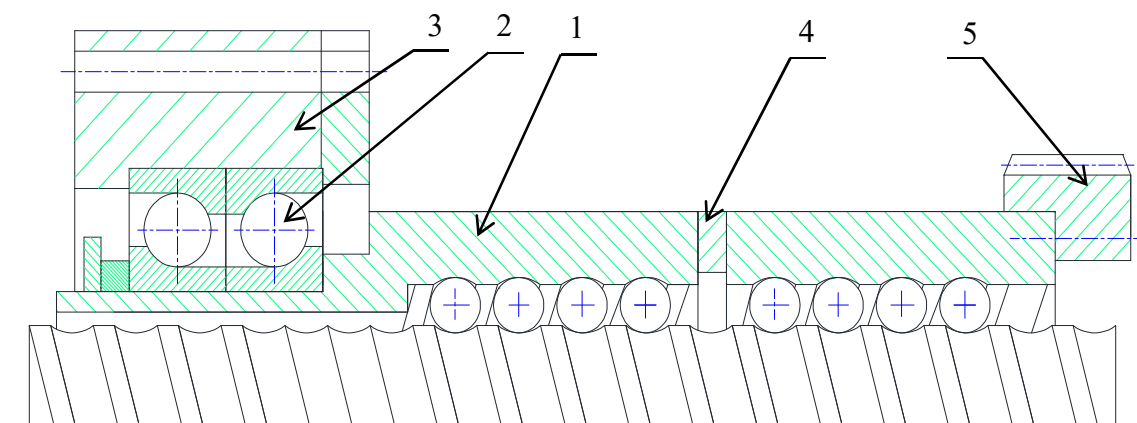
Dvě vnitřní tělesa kuličkové matice (1) jsou vůči sobě předepnuta přes ložiska (2) a vnější tělesa (3) pomocí vymešovacích podložek (4). Předepnutí vymešovacím podložkou zajišťuje vymezení vůle s dobrou tuhostí. Ložiska jsou uložena ve tvaru „O“ pro vyšší tuhost. Počet ložisek je volen podle požadavku na životnost a podmínek v jakých budou pracovat. Řemenice (5) je uchycena k vnitřnímu tělesu pomocí šroubů. Převod kuliček je zajištěn jedním z typů převaděčů: převáděcími lůžky, radiálními segmenty, axiálními segmenty nebo víčky. Vnější těleso je přes přírubu přichyceno ke stolu nebo suportu.



Obr. 20 Varianta A

### Varianta B

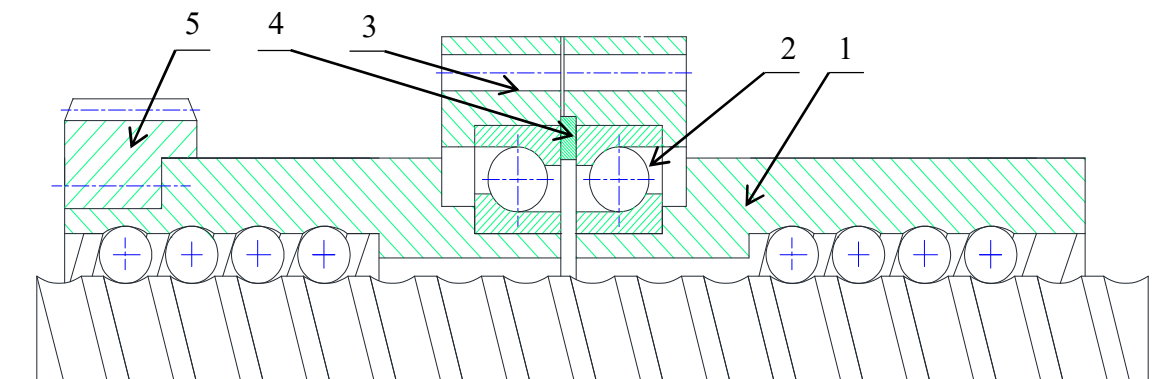
Závitová část ve vnitřním tělese kuličkové matice (1) je pouze do určité vzdálenosti, podle potřebných počtů oběhů kuliček a dále již není profil závitů nutný. Je to z důvodu dosažení menšího vnější průměru vnitřního tělesa. Tím je možné použít ložiska (2) s menším vnitřním průměrem, čímž je i celkový průměr vnějšího tělesa matice (3) menší. Ukončení závitové části vnitřního tělesa před snížením průměru nemá negativní vliv na pevnost a tuhost. Ložiska jsou zajištěna na vnitřním průměru pojistnou maticí. Vymezení vůle je realizováno pomocí vymešovacích podložek (4), anebo v případě vynechání druhého dílu vnitřního tělesa, lze vymežit vůli např. výběrem kuliček nebo diferencí ve stoupání. Řemenice (5) je šrouby přichycena k vnitřnímu tělesu kuličkové matice. Nevýhodou tohoto řešení je delší část vnitřního tělesa.



Obr. 21 Varianta B.

### Varianta B1

Tato varianta je podobná předchozí variantě, variantě B. Rozdíl je v uložení ložisek (2) na obou maticích. Předepnutí vůle je pomocí vymezovací podložky (4). Vymezovací podložka je umístěna mezi vnějšími kroužky ložisek. Převod kuliček je možný všemi dostupnými způsoby, kromě převádění pomocí víček. Vymezení vůle je přijatelné pouze prostřednictvím vymezovací podložky. Řemenice (5) je uchycena šrouby k vnitřnímu tělesu (1) kuličkové matice. Výhodou řešení je zmenšení délky vnitřního tělesa a jejího rozložení na obě tělesa, což umožňuje snazší výrobu vnitřní dutiny.

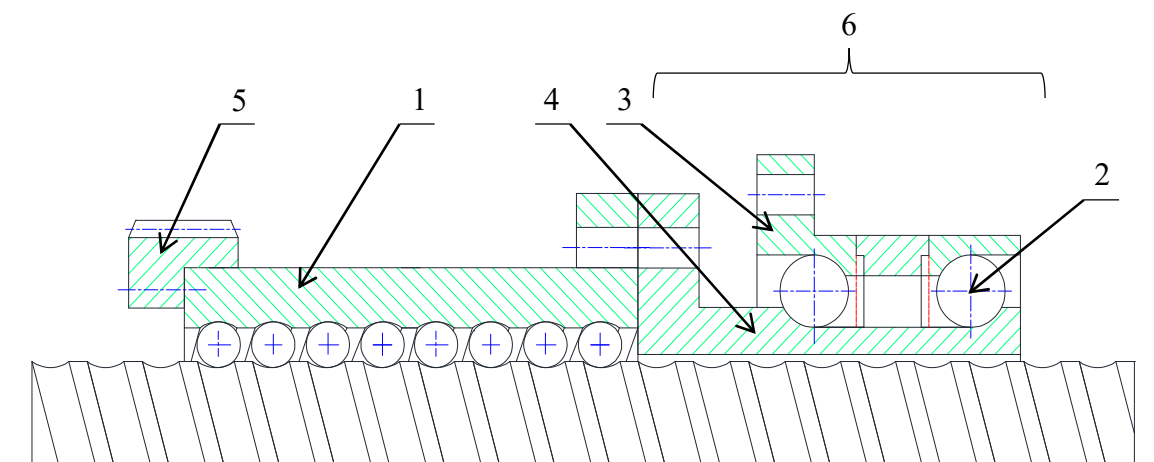


Obr. 22 Varianta B1.



### Varianta C

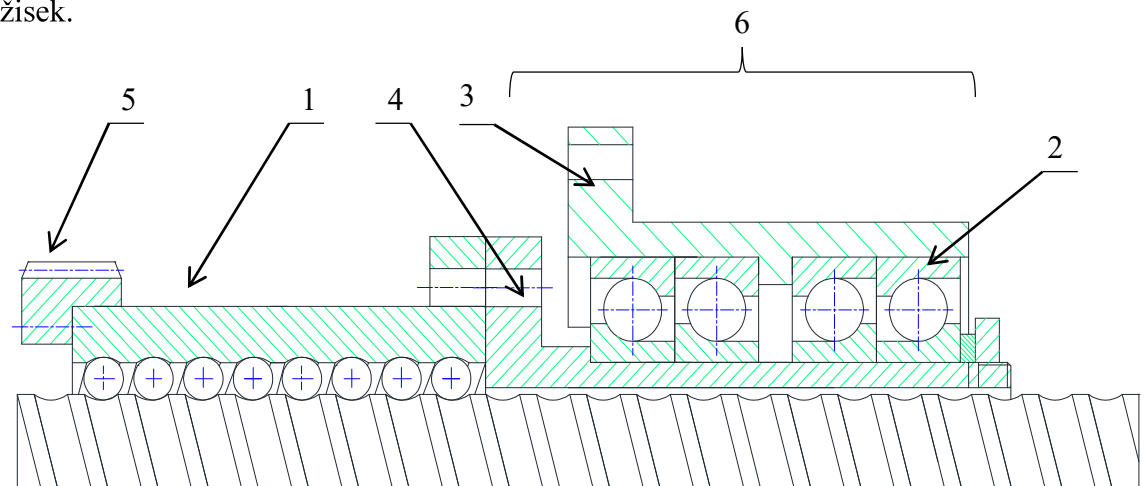
Varianta C vychází ze současného řešení kuličkové matice (1), která se využívá v případě rotující hřídele kuličkového šroubu. K tělesu kuličkové matice, která obsahuje kuličky a převáděcí elementy, je na jednom konci uchycena řemenice (5). Na druhém konci tělesa je běžná příruba, ke které se v případě rotující hřídele připojuje stůl nebo suport a nyní je k této přírubě uchycena externí jednotka (6). Vnitřní těleso externí jednotky (4) s přírubou je s tělesem kuličkové matice pevně spojeno šrouby. Na vnitřním tělese externí jednotky jsou ložiska (2), která jsou integrována pro dosažení menšího vnějšího průměru. Součástí vnějšího tělesa (3) je příruba pro chycení k suportu. Vymezení vůle je možné výběrem kuliček nebo diferencí ve stoupání. V případě použití dvou matic je pro vymezení vůle možné použít vymešovací podložku. Nevýhodou řešení je zvětšení celkové délky.



Varianta C.

### Varianta C1

Jedná se o podobné řešení jako ve variantě C. Rozdíl je v použití vložených ložisek místo integrovaných. Tím je zvětšen celkový průměr. Použitím vložených ložisek je cena v porovnání s variantou C nižší a navíc se naskýtá možnost zvýšení tuhosti použitím více ložisek.



Obr. 23 Varianta C1.

## 7.3 Výběr optimální varianty

### 7.3.1 Výběr na základě technického řešení

Cílem výběru je zvolit nejvhodnější variantu rotující matice na základě technických vlastností. Tabulka 13 zobrazuje jednotlivé varianty a porovnává je se zvolenými kritérii. Jednotlivým kritériím je přiřazena váha a variantám je pro dané kritérium určeno pořadí. Varianta s nejvyšším hodnocením je považována za nejvhodnější technické řešení.

Tab.13 Technické hodnocení variant.

Kritérium	Typ varianty										
	A			B		B1		C		C1	
	V	P	V x P	P	V x P	P	V x P	P	V x P	P	V x P
Průměr	8	2	16	3	24	3	24	5	40	4	32
Délka	9	5	45	3	27	4	36	2	18	1	9
Tuhost	7	4	28	1	7	5	35	3	21	2	14
Montáž	2	1	2	3	6	4	8	5	10	2	4
Možnosti vymezení vůle	4	1	4	3	12	1	4	3	12	3	12
Chlazení	3	5	15	2	6	2	6	2	6	2	6
Mazání	1	3	3	4	4	4	4	3	3	3	3
Hmotnost	5	1	5	4	20	5	25	3	15	2	10
<b>Suma</b>			118		106		142		125		90

V – váha 1 až 10 (10 nejvhodnější)

P – pořadí (5 nejvhodnější)

### 7.3.2 Výběr na základě nákladového řešení

Ekonomické hodnocení variant zohledňuje náklady spojené s výrobou dané varianty rotující matice. Varianta s nejnižším ohodnocením je ekonomicky nejvýhodnější.

Tab.14 Ekonomické hodnocení variant.

Kritérium	Typ varianty										
	A			B		B1		C		C1	
	V	P	V x P	P	V x P	P	V x P	P	V x P	P	V x P
Náklady na opracování	8	2	16	3	24	3	24	5	40	4	32
Cena ložiska	10	5	50	3	30	4	30	2	40	1	20
Základní materiál	6	4	24	1	12	5	12	3	18	2	30
Montáž	3	1	9	3	9	4	6	5	15	2	15
Spojovací materiál	2	1	2	3	6	1	4	3	8	3	10
Speciální přípravky	5	5	10	2	20	2	10	2	25	2	10
Kooperace	4	3	8	4	16	4	8	3	20	3	8
<b>Suma</b>			119		117		94		166		125

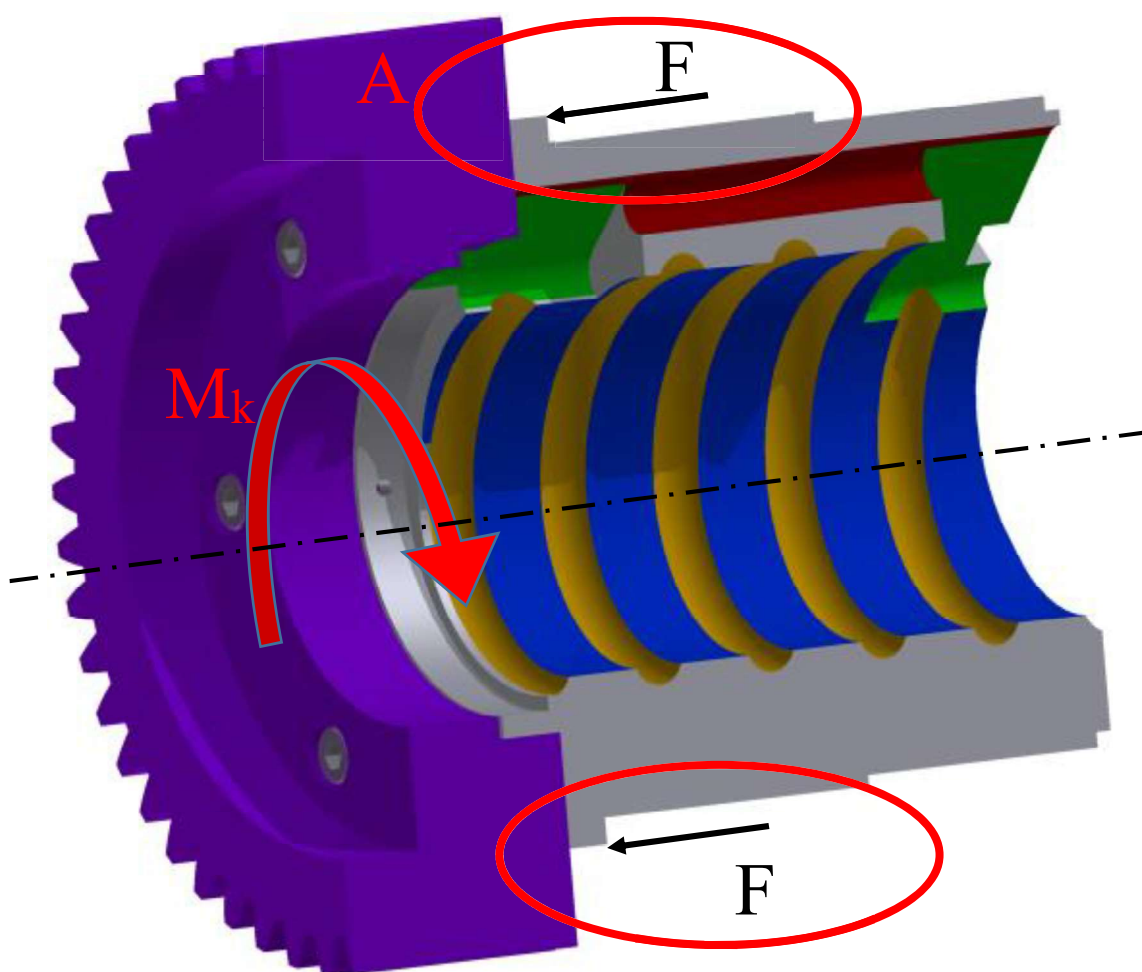
## 7.4 Detailní konstrukce rotující matice

Tato kapitola řeší detailnější rozebrání konstrukce rotující matice pro variantu A. Dvojice matic je předepnuta vůči sobě přes ložiska a vnější tělesa pomocí vymežovací podložky. Konstrukce rotující matice se skládá z následujících prvků a uzlů, které budou detailněji rozebrány v následujících podkapitolách.

- Vnitřní těleso kuličkové matice
- Vnější těleso kuličkové matice
- Ložisko
- Převaděče kuliček
- Mazání
- Řemenice (ozubené kolo)
- Způsob vymezení vůle
  
- Uspořádání ložisek
- Mazání ložisek – tukem, olejem
- Mazání kuliček v matici
- Chlazení

### 7.4 1 Vnitřní těleso kuličkové matice

Součástí vnitřního tělesa je jednochodá pravotočivá závitová část s gotickým profilem (žlutá barva). Do čela tělesa je vyfrézován prostor (zelená barva) pro axiální segmenty. Kuličky po průchodu axiálním segmentem prochází průchozím otvorem (červená barva) vnitřního tělesa a vrací se druhým axiálním segmentem zpět do pracovních závitů. Průměr průchozího otvoru je o 4 procenta větší než průměr kuličky, aby byl zajištěn plynulý průchod kuličky. Krouticí moment ( $M_k$ ) z řemenice je na vnitřní těleso přenášěn šesti šrouby. Předpětí matic a axiální síla se přenáší přes opřená ložiska v místě A. Druhá matice je konstrukčně stejná, pouze neobsahuje prvky pro uchycení řemenice.



Obr. 24 3D model vnitřního tělesa

K uchycení řemenice je použit šroub M8x50 ISO 4762 -12.9

#### Výpočet šroubů na stříh:

Krouticí moment	$M_k = 20$	Nm
Roztečný průměr	$D = 130$	mm
Počet šroubů	$n_n = 6$	-
Průměr šroubu	$d_2 = 8$	mm
Mez kluzu	$Re = 240$	MPa

Dovolené napětí ve střihu:

$$\tau_D = 0.33 \cdot R_e = 0.33 \cdot 240 = 79 \text{MPa} \quad (1.48)$$

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{ri} = \frac{2 \cdot M \cdot 1000}{D \cdot n_n} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 1000}{130 \cdot 6} = 50 \text{N} \quad (1.49)$$

Plocha střihu:

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50 \text{mm}^2 \quad (1.50)$$

Skutečné napětí ve střihu:

$$\tau_s = \frac{F_{ri}}{S_s} = \frac{50}{50} = 1 \text{MPa} \quad (1.51)$$

Kontrola bezpečnosti:

$$k_k = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{79}{1} = 79 \quad (1.52)$$

Navržené šrouby na řemenici **vyhovují** pro krouticí moment do 20 Nm.

V oblasti A se ložisko opírá o opěrnou plochu. V případě nedostatečně naddimenzované opěrné plochy může dojít k překročení materiálového napětí ve smyku a následně k jejímu oddělení a ztrátě přenosu sil v ose. Těleso kuličkové matice je z legované oceli s označením (ČSN 14 209).

Kontrolní výpočet na smyk v oblasti A.

Maximální axiální síla	F = 12 000	N
Mez kluzu	Re = 440	MPa
Tloušťka střihu	t <sub>1s</sub> = 10	mm
Průměr střihu	d <sub>1s</sub> = 150	mm

Plocha střihu:

$$S_{ss} = \pi \cdot d_{1s} \cdot t_{1s} = \pi \cdot 150 \cdot 10 = 4712 \text{MPa} \quad (1.53)$$

Skutečné napětí:

$$\tau_{ss} = \frac{F_s}{S_{ss}} = \frac{12000}{4712} = 2.5 \text{MPa} \quad (1.54)$$

Dovolené napětí:

$$\tau_{D1} = 0.33 \cdot R_{e1} = 0.33 \cdot 440 = 145 \text{MPa} \quad (1.55)$$

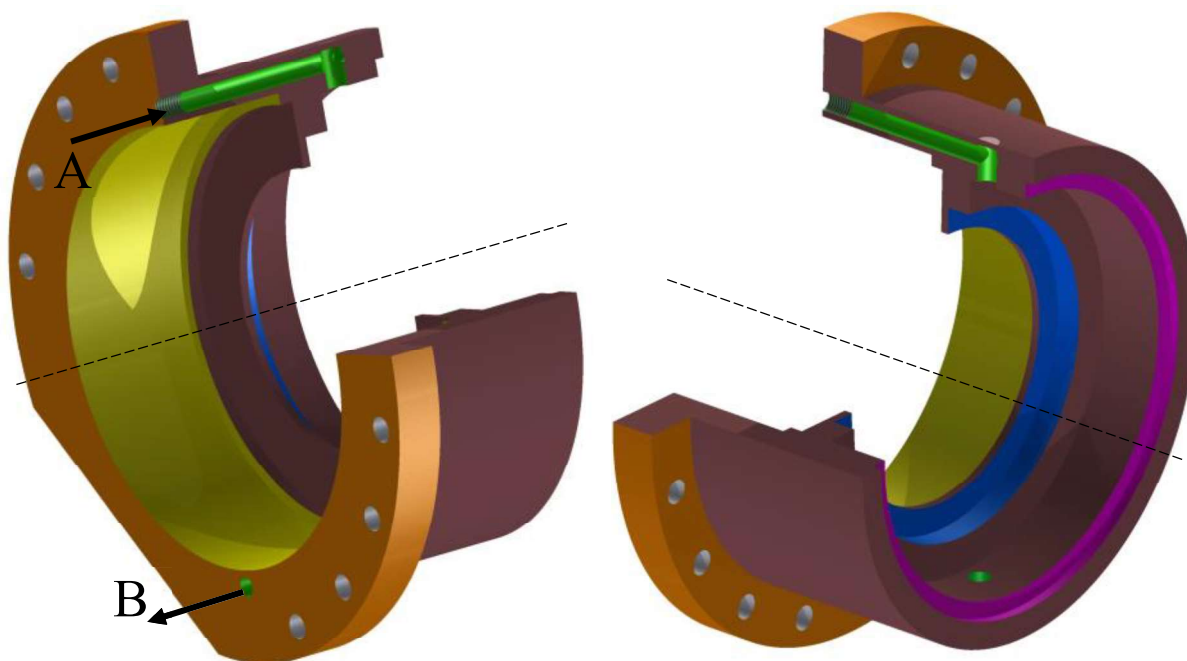
Kontrola bezpečnosti:

$$k_{k1} = \frac{\tau_{D1}}{\tau_{s1}} = \frac{145}{2.5} = 58 \quad (1.56)$$

Navržené rozměry pro maximální zatížení 12 000N jsou **vyhovující**.

### 7.4.2 Vnější těleso kuličkové matice

Na vnějším tělese je příruba (oranžová barva) k uchycení matice ke stolu či suportu. Žlutá část vyznačuje prostor pro vložení ložiska. Na obrázku 26 vpravo je pohled na zadní část tělesa, ve které je prostor pro chladicí médium. Utěsnění prostoru mezi rotujícím vnitřním tělesem a stojícím vnějším tělesem je hřídelovým těsnicím kroužkem, který je umístěn dle obrázku 26 vpravo (modrá oblast). Chladicí médium je do prostoru přiváděno kanálkem A. Odvod je ve spodní části kanálkem B. Druhé vnější těleso je konstrukčně stejné, pouze bez příruby. Prostor mezi vnějšími tělesy, které se vůči sobě nepohybují, je utěsněn O-kroužkem (fialová barva).



Obr. 25 3D model vnějšího tělesa.

Během provozu je mezi kuličkou a závitovou částí generováno teplo, i přestože je závitová část vyrobena s vysokou přesností. S rostoucí teplotou se roztažnost kuličkového šroubu a matice zvyšuje (viz vztah 1.57), čímž může dojít ke ztrátě přesnosti polování případně až ke zničení kuličkového šroubu. Způsoby ovlivnění teploty kuličkového šroubu jsou: omezení teploty (nižší otáčky, mazivo, optimalizované předpětí matic a kuličkového šroubu), nucený odvod tepla (chladicím médiem) anebo předepnutí kuličkového šroubu tak, aby se v provozním stavu choval jako nepředepnutý.

Teplotní roztažnost:

$$\Delta L := \rho_1 \cdot \theta_1 \cdot L_1 \quad (1.57)$$

$\Delta L$ [mm]	teplotní roztažnost
$\rho_1$ [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ]	součinitel tepotní roztažnosti
$\theta_1$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	průměrné zvýšení teploty šroubu
$L_1$ [mm]	délka kuličkového šroubu

Ke snížení teploty je matice uzpůsobena pro chladící médium, které je přiváděno dvěma kanálky v horní části matice a odváděno dvěma dolními kanálky v tělese vnější matice. Chladicím médium je v prostoru mezi tělesy. Níže je uveden orientační výpočet chladícího okruhu v matici.

Vstupní hodnoty:

Počáteční teplota chladícího média	$t_{11} = 20$	$^{\circ}\text{C}$
Konečná teplota chladícího média	$t_{12} = 45$	$^{\circ}\text{C}$
Počáteční teplota rotující matice	$t_{21} = 80$	$^{\circ}\text{C}$
Konečná teplota rotující matice	$t_{22} = 25$	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 67$	$\text{W/m}\cdot\text{K}$
Měrná tepelná kapacita	$c_1 = 4$	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
Průměr rotující matice	$d_{11} = 150$	mm
Délka výměny tepla	$l_{11} = 80$	mm
Průměr přítokového kanálku	$d_r = 8$	mm
Hustota vody	$\rho = 1000$	$\text{kg/m}^3$

Rozdíl teplot chladícího média na vstupu a výstupu:

$$\Delta t_{11} = t_{22} - t_{11} = 299.15 - 294.15 = 5\text{K} \quad (1.58)$$

Rozdíl teplot rotující matice:

$$\Delta t_{22} = t_{21} - t_{12} = 354.15 - 319.15 = 35\text{K} \quad (1.59)$$

Střední logaritmický rozdíl teplot:

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_{22} - \Delta t_{11}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{11}}{\Delta t_{22}}\right)} = \frac{35 - 5}{\ln\left(\frac{5}{35}\right)} = 15\text{K} \quad (1.60)$$

Plocha výměny tepla:

$$S_1 = \pi \cdot d_{11} \cdot l_s = \pi \cdot 0.15 \cdot 0.08 = 0.038\text{m}^2 \quad (1.61)$$

Množství tepelné energie od rotující matice:

$$\phi_3 = \frac{\lambda}{d_t} \cdot S_1 \cdot \Delta t_s = \frac{67}{0.02} \cdot S_1 \cdot \Delta t_s = \frac{67}{0.02} \cdot 0.038 \cdot (15) = 1909\text{W} \quad (1.62)$$

Hmotnostní průtok chladicího média:

$$Q_m = \frac{\phi_2}{c_1 \cdot (t_{21} - t_{22})} = \frac{1909}{4 \cdot (354.15 - 299.15)} = 8.6 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \quad (1.63)$$

Objemový průtok chladicího média:

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{8.6}{1000} = 0.0086 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad (1.64)$$

Plocha přítokového kanálu pro chladicí médium:

$$S_r = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50 \text{mm}^2 \quad (1.65)$$

Rychlost proudění chladicího média přítokovým kanálkem:

$$v_1 = \frac{Q_v}{2S_r} = \frac{0.0086 \cdot 10^6}{2 \cdot 50 \cdot 60} = 1.43 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.66)$$

Z výpočtu vyplývá, jakou rychlostí musí proudit chladicí médium pro daný průměr a počet kanálků. Dále pak snížení teploty rotující matice a potřebné množství přiváděné chladicí kapaliny prostoru mezi tělesy.

Těsnícím prvkem mezi tělesy je O-kroužek s kruhovým průřezem. Pro utěsnění prostoru jsou vybrána statická těsnění s axiálním stlačením od firmy RUBENA. Těsnění mezi vnějším a vnitřním tělesem je pomocí tlakového hřídelového těsnícího kroužku také od firmy RUBENA.

Pro utěsnění vnitřních těles: O-kroužek 136 x 5,3 NBR 80 PN 02 9280.2

Pro utěsnění vnějších tělesa: O-kroužek 218 x 7 NBR 80 PN 02 9280.2

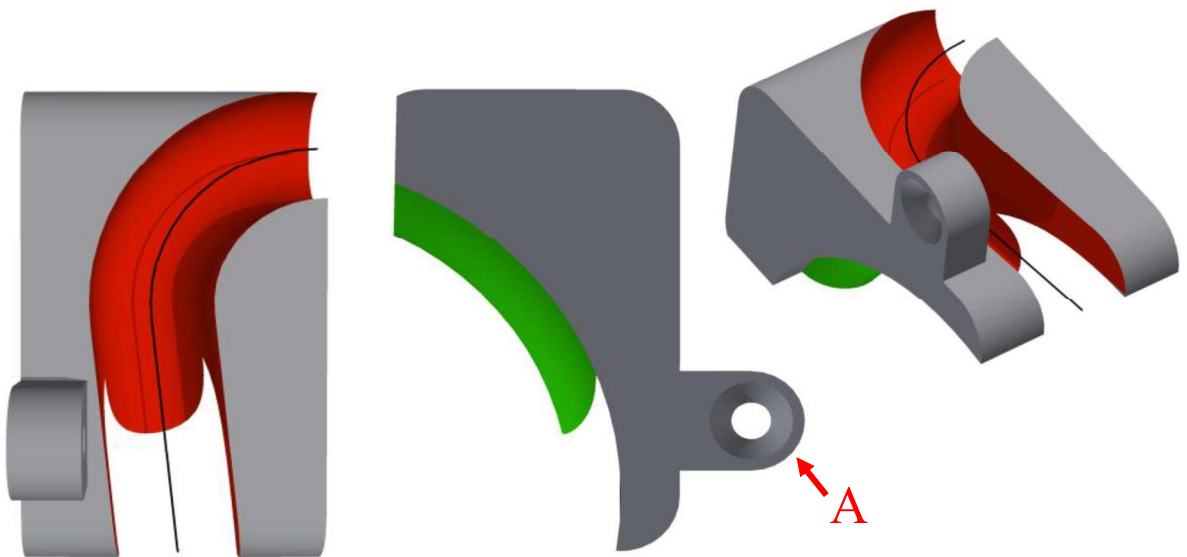
Pro utěsnění prostoru mezi vnitřním tělesem a vnější tělesem:

hřídelový těsnící kroužek HTK NBR – WAY 145x175x15 PN 02 9403



### 7.4.3 Převaděče kuliček

Pro převádění kuliček je použit axiální segment (obr. 27). V každé matici jsou šroubovým spojem (A) připevněny dva axiální segmenty. Kuličky prochází dráhou v axiálním segmentu (červená barva) po křivce, která je tečná k roztečnému průměru kuliček a skloněná pod úhlem stoupání šroubovice. Křivka je v první části tvořena přímkou a ve druhé část se mění na kruhový oblouk, pro nejplynulejší přechod změny dráhy kuličky. Dráha pro kuličku je v axiálním segmentu zvětšena o 4 %, aby nedocházelo k zadrhávání kuliček. Část segmentu (zelená barva) kopíruje dráhu závitů na hřídeli, aby bylo možné kuličky nasměrovat do dráhy axiálního segmentu. Převáděním kuliček pomocí axiálních segmentů se snižuje počet kuliček, které jsou v záběru. O toto množství je nutné snížit i počet zatížených kuliček při výpočtu únosnosti.



Obr. 26 Axiální segment – 3D model.

Dráha jednoho pracovního závitu:

$$n_{draha} = \sqrt{s^2 + (\pi \cdot D_{pw})^2} = \sqrt{30^2 + (\pi \cdot 81,8)^2} = 257,75 \text{ mm} \quad (1.67)$$

Počet kuliček v jednom závitu:

$$n_{kuliček} = \frac{n_{draha}}{D_w} = \frac{257,75}{12,7} = 20,29 \quad (1.68)$$

V jednom závitu je 20 kuliček.

$n_{draha}$  [mm] dráha pracovních závitů

Počet nezatížených kuliček:

$$z_{uk} = \frac{s_k}{D_w} = \frac{32}{12,7} = 2,2 \quad (1.69)$$

V závitu obsahujícím segment jsou 3 kuličky nezatíženy.

$s_k$  [mm] dráha oblouku nezatíženého závitu v segmentu

#### 7.4.4 Návrh ložisek

Ložiska zachytávají axiální i radiální zatížení, proto jsou volena jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, s označením 7030 BGM od firmy SKF. Ložiska jsou mazána tukem a mají vlastní těsnění proti vnikání nečistot. Vnitřní průměr ložiska je 150 mm, vnější průměr 225 mm a šířka 35 mm. Na každé matici jsou v tandemu umístěna dvě ložiska. Celkové uspořádání ložisek je do tvaru „O“, pro vyšší tuhost. Pro kontrolu navržených ložisek je proveden výpočet životnosti.

Vstupní parametry pro výpočet životnosti ložiska:

Základní dynamická únosnost	$C_1 = 133$	kN
Základní statická únosnost	$C_o = 146$	kN
Maximální otáčky ložiska	$n = 3000$	$\text{min}^{-1}$
Provozní otáčky rotující matice	$n_1 = 900$	$\text{min}^{-1}$
Výpočetní koeficient1	$X = 0.57$	-
Výpočetní koeficient2	$Y = 0.93$	-
Axiální zatížení	$F_{al} = 10\,000$	N
Exponent pro kuličková ložiska	$a = 3$	-

Radiální zatížení:

$$F_{rl} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot d_1^2 \cdot l_{ksm}}{4} \cdot 9,82 = \frac{\pi \cdot 7850 \cdot 0,08^2 \cdot 6}{4} \cdot 9,82 = 2325N \quad (1.70)$$

Poměr axiální a radiální síly:

$$\frac{F_{al}}{F_{rl}} = \frac{10000}{2325} = 4,3 \quad (1.71)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_{rl} + Y \cdot F_{al} = 0,57 \cdot 2325 + 0,93 \cdot 10000 = 10625N \quad (1.72)$$

Životnost kuličkového ložiska (celkem 2 ložiska):

$$L_{hod} = \left( \frac{C_1}{P} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left( \frac{133000}{10625} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 900} = 36319N \quad (1.73)$$

Životnost navržených ložisek je **vyhovující**. Navržená životnost převyšuje požadovanou životnost 20 000 hod z důvodu nutnosti použití ložisek s vnitřním průměrem minimálně 150 mm.

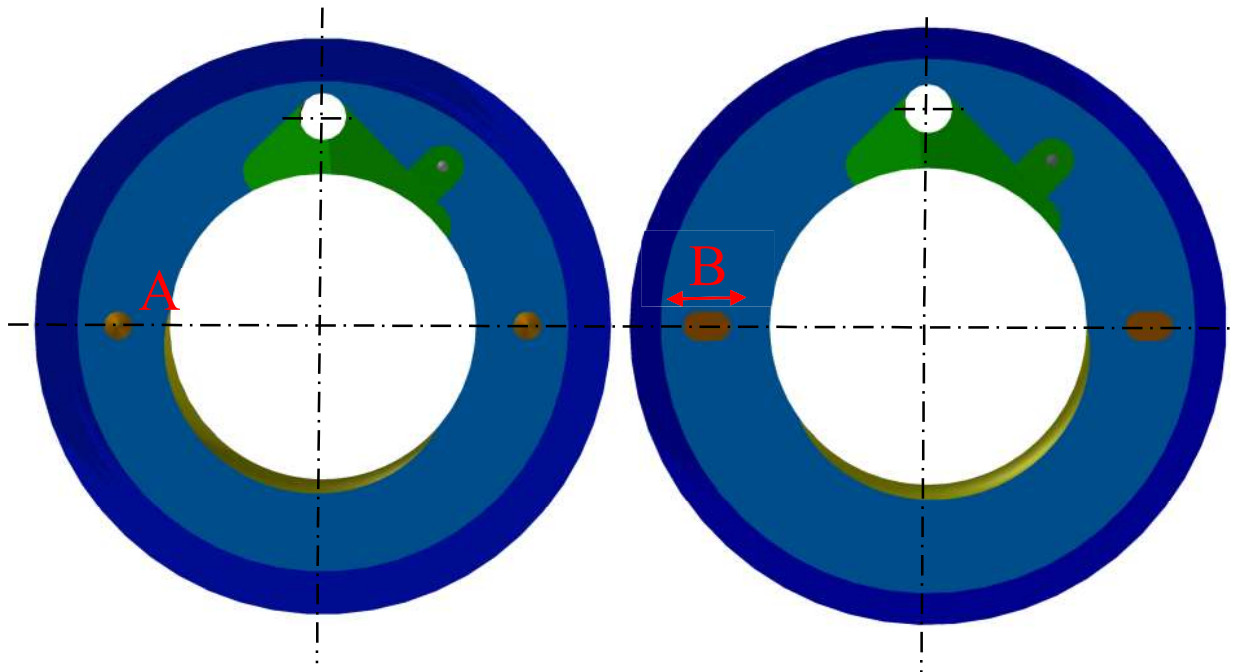
Při použití dvou párů ložisek je životnost mnohem vyšší. V případě potřeby přenosu velkých axiálních sil je to jednoduché řešení, jak zvýšit únosnost a tím i životnost.

Životnost kuličkového ložiska s dvěma ložisky v páru (celkem 4 ložiska):

$$L_{\text{hod}} = \left( \frac{1.62C_1}{P} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left( \frac{1.62 \cdot 133000}{10625} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 900} = 154414\text{h} \quad (1.74)$$

#### 7.4.5 Mazání a ucpávky

Mazání je provedeno úkapem přímo ze suportu nebo stolu na nerotující hřídel. Následně přejetím matice přes dané místo dojde k roznesení maziva. Těsnění proti vnikání nečistot do prostoru rotující matice je zajištěno plastovou ucpávkou, která je pomocí dvou závrtných šroubů přichycena k vnitřnímu tělesu matice. Na obrázku 28 jsou vidět čela vnitřních těles, která jsou na hřídeli umístěna proti sobě. Tato čela se navzájem nedotýkají. Jsou spojena pouze dvěma válcovými kolíky, které zabraňují pootočení těles vůči sobě a následné ztrátě předpětí a případnému dalšímu poškození. V jednom tělese je válcový profil (A) a ve druhém je drážkový profil (B). To umožňuje maticím, aby se při provozu vůči sobě mohli částečně pohybovat ve směru kolmém na osu rotace (např. vlivem tíhové síly dochází k průhybu hřídele kuličkového šroubu a matice se po hřídeli nepohybuje po přímce), při současném zabránění rotace matic vůči sobě.



Obr. 27 3D - model: Vnitřní těleso1 (vlevo) a vnitřní těleso2 (vpravo).

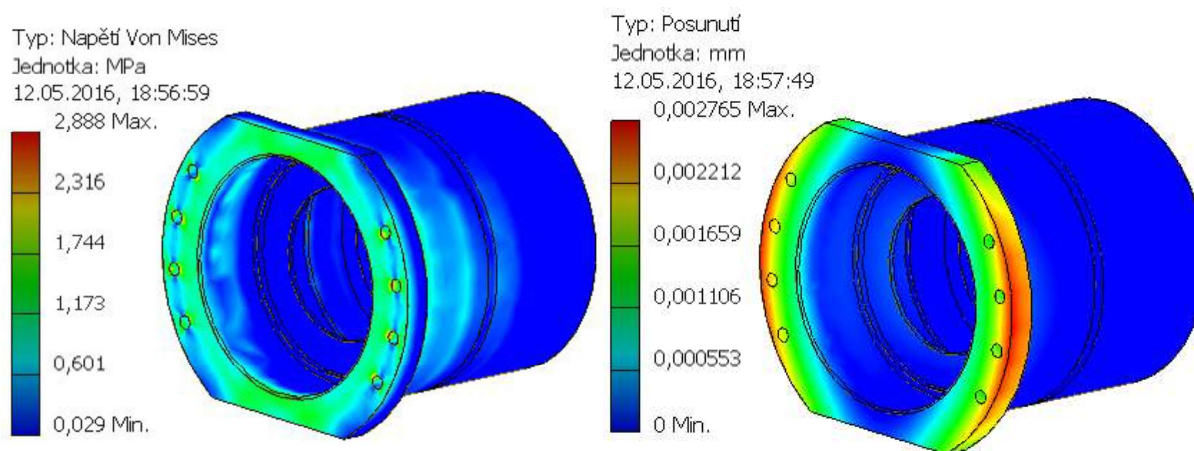
## 7.4.6 Pevnostní kontrola (MKP)

Pro kontrolu celé sestavy rotující matice z pohledu napětí a deformace je použit program pevnostní analýzy v Autodesk Inventor. Sestava je řešena na dvě části. V první části je zatížení ( $F = 12\,000\text{ N}$ ) umístěno na přírubu vnějšího tělesa a posuv ve směru zatížení je zamezen ( $\Delta_F = 0\text{ mm}$ ). Poté je v druhé části zatížení umístěno na vnitřní těleso matice. Ložisko není ve výpočtu zahrnuto a je považováno za absolutně tuhé, vzhledem k tomu, že výpočet i s ložiskem by byl velmi komplikovaný a náročný. Maximální napětí je poté porovnáváno s dovoleným napětím.

Vstupní hodnoty:

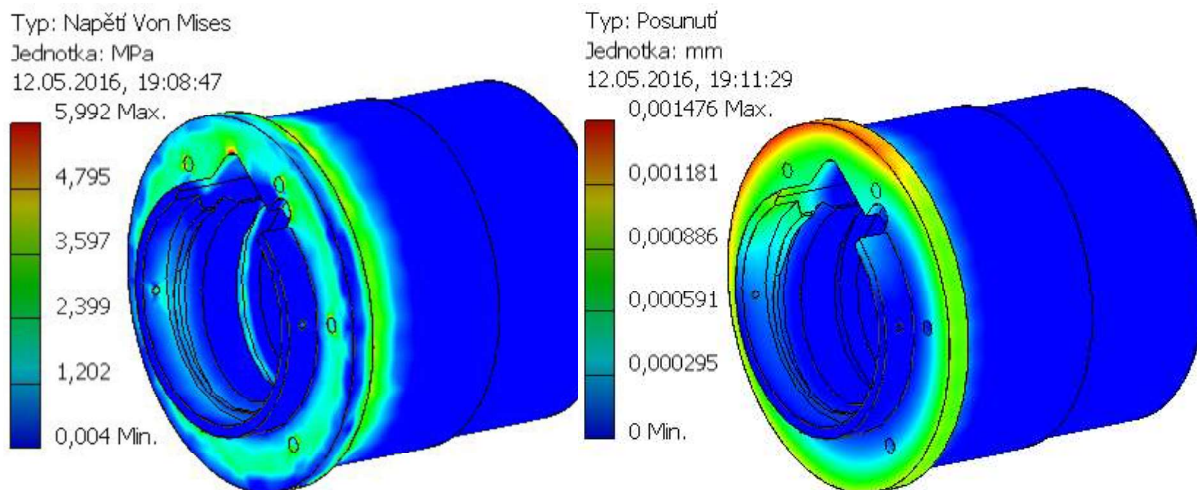
Mez kluzu	$Re = 440$	MPa
Zatěžující síla	$F = 12\,000$	N

Zatěžující axiální síla je umístěna v ose matice na přední plochu příruby a posuv je zamezen v místě pro ložisko.



Obr. 28 Redukované napětí (vlevo) a posunutí vnějšího tělesa matice (vpravo).

Stejným zatížením je zatíženo i vnitřní těleso matice. Posuv v ose je zamezen v závitové části.



Obr. 29 Redukované napětí (vlevo) a posunutí vnitřního tělesa matice (vpravo).

Maximální napětí je následně kontrolováno na bezpečnost podle vztahu 1.69. Dovolené napětí je rovno mezi kluzu materiálu.

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} \quad (1.75)$$

$\sigma_{dov}$  [MPa]      dovolené napětí  
 $\sigma_{red}$  [MPa]      redukované napětí

### Výsledky:

#### Vnější těleso

Napětí podle Von Mises  $\sigma_{red} = 2,88$  MPa

Posunutí  $\Delta = 0,0028$  mm

Bezpečnost  $k = 152$  -

#### Vnitřní těleso

Napětí podle Von Mises  $\sigma_{red} = 5,992$  MPa

Posunutí  $\Delta = 0,0015$  mm

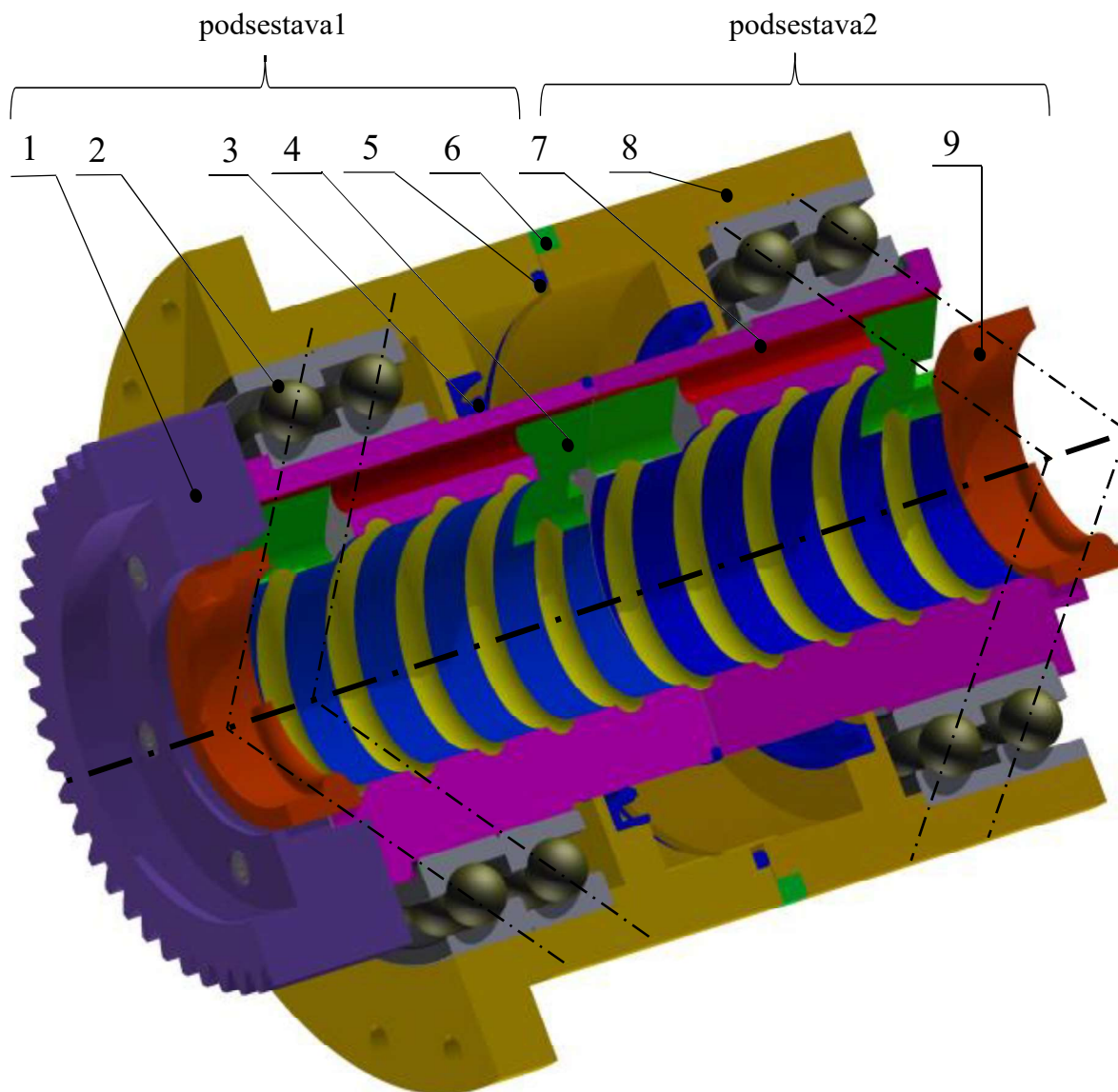
Bezpečnost  $k = 73$  -

Výsledky bezpečnosti jsou velmi vysoké, což odráží skutečnost, že soustava KŠM musí být dostatečně tuhá, aby bylo možné zajistit požadovanou přesnost polohování.



### 7.4.7 Sestava rotující matice

Po vyrobení všech dílů je rotující matice sestavena do dvou podsestav a až na hřídeli dojde ke složení obou částí. Sestavení podsestav je následující: vložení ložisek mezi vnitřní a vnější těleso, umístění axiálních segmentů, uchycení ucpávek, zalisování hřídelového těsnění, za pomoci montážního trnu nasypání kuliček, našroubování podsestav na kuličkový hřídel a umístění o-kroužků. Stejným způsobem je poskládána i druhá podsesta a před našroubováním na hřídel je mezi podsestavami vložena vymezovací podložka. Řez modelem je zobrazen na obrázku 30.



1 Řemenice  
 2 ložisko  
 3 Hřídelové těsnění

4 Prostor pro axiální segment  
 5 O kroužek  
 6 Vymezovací podložka

7 Vnitřní těleso matice  
 8 Vnější těleso matice  
 9 ucpávka

Obr. 30 Řez modelem rotující matice.

## 8 Závěr

Úvodní kapitoly dávají stručný pohled na problematiku přímočarých polohovacích os a jejich možností ve stavbě CNC obráběcích strojů. V další kapitole jsou popsány základní pohybové možnosti a jejich vzájemné porovnání. Pro každého zákazníka je vhodný určitý typ, ale ne vždy je výběr jednoznačný a musí se upřednostňovat určité výhody na úkor dalších.

V kapitolách 4 a 5 jsou popsány základní parametry KŠM a rozdíly mezi rotující hřídelí kuličkového šroubu a rotující kuličkovou maticí. Pro upřesnění, kdy je vhodné použití daného typu je proveden rozbor momentů setrvačnosti a výsledky jsou zobrazeny v grafu, který určuje vhodnost na základě délky a jmenovitého průměru šroubu. Další kapitola se zabývá vhodnými parametry pro rotující matici. Na základě kritérií jsou určeny doporučené parametry: stoupání, rychloposuv, délka hřídele, statická a dynamická únosnost a počet pracovních závitů.

V poslední kapitole je detailní konstrukce rotující matice. Matice jsou vůči sobě předepruty vymežovací podložkou a ložiska jsou umístěna mezi tělesy. Navržena ložiska splňují požadovanou životnost. Převod kuliček je zajištěn axiálními segmenty, přičemž kuličky se na druhý konec matice vrací průchozím otvorem v tělese matice. Pevnostní výpočet kritických míst je dostatečně dimenzován. Pro snížení teploty při provozu, je do prostoru mezi tělesy přiváděno chladicí médium. Pro uchycení celé matice k suportu nebo ke stolu slouží příruba, která je zploštěná pro částečné zmenšení zástavbového prostoru.





## Seznam použitých zdrojů

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1
- [2] *KSK Kurim: Produktový katalog*. Kuřim, 2012. Dostupné také z: [http://www.kskurim.cz/fileadmin/user\\_upload/Ostatni\\_pdf\\_soubory/Ke\\_stazeni/Produktovy\\_katalog\\_2012\\_CZE.pdf](http://www.kskurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Produktovy_katalog_2012_CZE.pdf)
- [3] MAREK, Jiri a Milan Novacek. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů. *MM Prumyslove spektrum* [online]. 2015, (6), 70 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-4.html>
- [4] MAREK, Jiri a Milan NOVACEK. *KSM manual*. Kuřim, 2015.
- [5] ČSN ISO 3408: *Kuličkové šrouby*. 1993. ČSN ISO 3408 - (1- 5)
- [6] Hans-Christian Möhring (2), Christian Brecher (1), Eberhard Abele (1), Jürgen Fleischer (1), Friedrich Bleicher (3), *Materials in machine tool structures*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 64, Issue 2, 2015, Pages 725-748, ISSN 0007-8506, <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2015.05.005>
- [7] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte, G. Pritschow, *Machine tool feed drives*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 60, Issue 2, 2011, Pages 779-796, ISSN 0007-8506, <http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2011.05.010>
- [8] Smolík, J. *Přehled nekonvenčních materiálů a struktur pro stavbu obráběcích*. místo neznámé: Společnost pro obráběcí stroje a CVUT v Praze, Fakulta strojní, Výzkumné centrum pro strojírenskou a výrobní technologii a techniku, 2007.
- [9] HARDINGE INC. *T42 Technical Sales Manual*. 2011. Dostupné také z: <http://www.hardingeus.com/usr/pdf/turning/t42technicalsalestrainingmanual.pdf>
- [10] Doosan machine tools. *Products* [online]. 2015 [cit. 2015-11-04]. Dostupné z: <http://www.doosanmachinetools.com/en/product/product.do>
- [11] *CNC Portal Milling Machines*. Germany, 2011. Dostupné také z: [http://www.fzimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs\\_FZ\\_Maschinen/Englisch/FZ30\\_FZ35\\_e.pdf](http://www.fzimmermann.com/fileadmin/Mediendatenbank/Subnavi/Produkte/CNC/PDFs_FZ_Maschinen/Englisch/FZ30_FZ35_e.pdf)
- [12] *LINEAR BEARINGS: Turcite® Slydway®*. Austria, 2005. Dostupné také z: [http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloads/automaticlycreatedbyscript/catalogs/turcite\\_b\\_slydway\\_gb\\_en.pdf](http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloads/automaticlycreatedbyscript/catalogs/turcite_b_slydway_gb_en.pdf)

- [13] *Lineární vedení s oběhovými kuličkami*. Brno, 2009. Dostupné také z: [http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy/linearni\\_vedeni\\_s\\_obehovymi\\_kulickami.pdf](http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy/linearni_vedeni_s_obehovymi_kulickami.pdf)
- [14] Přesné vedení s vodícími tyčemi. *SKF* [online]. 2016 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/precision-rail-guides/index.html>
- [15] HUDEC, Zdeněk. *Vedení kluzná - příklady* [online]. PLzeň, 2014 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Hudec-Vedeni-kluzna.pdf>
- [16] HUDEC, Zdeněk. *Vedení valivá - příklady* [online]. PLzeň, 2014 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Hudec-Vedeni-kluzna.pdf>
- [17] *Product catalog: System solutions*. Germany, 2015. Dostupné také z: [http://www.wittenstein.se/download/WITTENSTEIN\\_produktkatalog.pdf](http://www.wittenstein.se/download/WITTENSTEIN_produktkatalog.pdf)
- [18] *Ball screw: General Description*. Japanese, 2015. 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)
- [19] *Ball\_Screw\_Tutorial*. USA, 2002. Dostupné také z: [http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na\\_en/Ball\\_Screw\\_Tutorial.pdf](http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_en/Ball_Screw_Tutorial.pdf)
- [20] RUDOLECKY, Marek. *Návrh a konstrukce pohonu posuvu vřeteníku stroje WHtec 100* [online]. 2013 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf13/2599.pdf>
- [21] *LIN-TECH: Kulickový sroub*. Ceska republika, 2011. Dostupné také z: [http://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/user\\_upload/H CZ/Download/Lin-tech/pdf/kulickovy\\_sroub.pdf](http://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Download/Lin-tech/pdf/kulickovy_sroub.pdf)
- [22] Hřebeny a pastorky. *Rem-technik* [online]. Brno, 2014 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/hrebeny-a-pastorky/hrebeny-a-pastorky-58.html>
- [23] *Technology: LINEAR MOTOR TECHNOLOGY* [online]. Japan, 2014 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: [http://www.sodick.co.in/linear\\_motor\\_technology.php](http://www.sodick.co.in/linear_motor_technology.php)
- [24] Siemens AG. *IFT7 Synchronous Motors*. Germany, 2007. Dostupné také z: <http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-s-servomotors/simotics-s-1ft7/pages/simotics-s-1ft7.aspx>

## Seznam použitých symbolů a zkratk

Symbol	Rozměr	Veličina
$\alpha$	[deg]	úhel do sedu kuličky v závitě
$\varphi$	[deg]	úhel stoupání závitu
$\Delta L$	[mm]	teplotní roztažnost
$\alpha_1$	[°]	úhel do sedu kuliček
$\gamma_1$	[–]	geometrický faktor
$\eta_c$	[–]	celková účinnost posuvové soustavy
$\varepsilon_m$	[rad · s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení motoru
$\eta_p$	[–]	účinnost převodu
$\eta_s$	[–]	účinnost KŠM
$\eta_v$	[–]	účinnost vedení
$\theta_1$	[°C]	průměrné zvýšení teploty šroubu
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$\rho_1$	[°C <sup>-1</sup> ]	součinitel tepotní roztažnosti
$a$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení stolu
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
$a_m$	[m/s <sup>2</sup> ]	lineární zrychlení
$C_a$	[N]	nominální dynamická únosnost
$C_{am}$	[N]	modifikovaná dynamická únosnost
$C_{am}$	[N]	modifikovaná dynamická únosnost
$C_i$	[N]	únosnost jednoho pracovního závitu
$C_o$	[kN]	statická únosnost
$C_{oa}$	[N]	nominální statická únosnost
$C_{oam}$	[N]	modifikovaná statická únosnost
$C_s$	[N]	únosnost jednoho závitu na hřídeli
$d$	[mm]	jmenovitý průměr šroubu
$d_0$	[mm]	průměr hřídele
$d_1$	[mm]	velký průměr závitu hřídele kuličkového šroubu
$d_2$	[mm]	malý průměr závitu hřídele kuličkové matice
$d_3$	[mm]	průměr osazení pro uložení hřídele
$d_w$	[mm]	průměr kuličky
DN	[mm/min]	otáčkový faktor
$D_1$	[mm]	maximální průměr tělesa kuličkové matice
$D_2$	[mm]	velký průměr závitu v tělese kuličkové matice
$D_3$	[mm]	malý průměr závitu v tělese kuličkové matice
$D_{pw}$	[mm]	roztečný průměr

$D_{pw}$	[mm]	roztěčný průměr kuliček
$D_w$	[mm]	průměr kuličky
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$f_1$	[-]	součinitel tření ve vodících plochách
$f_{ac}$	[-]	součinitel vlivu přesnosti
$f_c$	[-]	korekční geometrický faktor
$f_{ho}$	[-]	součinitel vlivu tvrdosti
$f_m$	[-]	součinitel vlivu výroby
$f_n$	[-]	součinitel typu uložení
$f_{rm}$	[-]	konformity faktor
$f_{rs}$	[-]	konformity faktor
$f_v$	[-]	součinitel uložení
$F_a$	[N]	požadovaná axiální síla
$F_{kr}$	[N]	kritická axiální síla
$F_{m1a12}$	[N]	střední ax. ekvivalentní zatížení
$F_{mag}$	[N]	magnetická síla pohonu
$F_{max}$	[N]	maximální axiální zatížení
$F_p$	[N]	předepnutí kuličkového šroubu
$i$	[-]	převodový poměr
$i_1$	[-]	převodový poměr
$i_z$	[-]	počet nosných závitů
$i_z$	[-]	počet nosných závitů
$I_d$	[mm <sup>4</sup> ]	<i>moment setrvačnosti průřezu</i>
$J_1$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti hnací řemenice
$J_2$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti hnané řemenice
$J_{br}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti brzdy
$J_{kotva}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kotvy motoru
$J_{matice}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti matice
$J_{red}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	redukovaný moment setrvačnosti hřídel motoru
$J_{\xi}$	[kg/m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti šroubu
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_o$	[-]	charakteristické číslo
$l$	[m]	délka šroubu
$l$	[m]	nepodepřená délky šroubu
$l$	[mm]	délka závitové části hřídele kuličkového šroubu
$l_{max}$	[m]	délka kuličkového šroubu
$l_s$	[mm]	nepodepřená délka hřídele
$L_1$	[mm]	délka kuličkového šroubu
$L_{ha}$	[hod]	životnost

$L_{obe}$	[hod]	výsledná životnost dvojice matic
$m$	[kg]	přesouvaná hmotnost
$m_1$	[kg]	přesouvaná hmotnost
$m_{celk}$	[kg]	celková přesouvaná hmotnost
$M_G$	[Nm]	zátěžový moment od přesouvaných hmot
$M_{GT}$	[Nm]	moment pasivních odporů v ložiskách
$M_{KSM}$	[Nm]	moment pasivních odporů v KŠM
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment
$M_{zdrhmstat}$	[Nm]	statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
$n$	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky servopohonu
$n_n$	[-]	Počet šroubů
$n_{kr}$	$[\text{min}^{-1}]$	kritické otáčky
$n_{max}$	$[\text{min}^{-1}]$	maximální přípustné otáčky
$n_{str1}$	$[\text{min}^{-1}]$	stoupání
$P_z$	[mm]	stoupání závitu
$r_m$	[mm]	poloměr závitu na matici
$r_s$	[mm]	poloměr závitu na hřídeli
$Re$	[MPa]	Mez kluzu
$s$	[mm]	stoupání
$s_1$	[mm]	stoupání
$v_p$	[m/s]	rychlost kuličky
$v_{rp}$	[m/min]	rychloposuv
$v_{rp1}$	[m/min]	maximální rychloposuv
$V_a$	[mm]	vůle v axiálním směru
$V_r$	[mm]	vůle v radiálním směru
$x$	[mm]	posunutí v radiálním směru
$y$	[mm]	posunutí v axiálním směru
$z_1$	[-]	počet zatížených kuliček v jednom závitu
$z_u$	[mm]	počet nezatížených kuliček

## Seznam obrázků, tabulek a grafů

### Seznam obrázků

Obr. 1	Morfologie posuvové soustavy [1].	16
Obr. 2	Uspořádání vodících ploch [12].	17
Obr. 3	Valivé vedení stacionární (vlevo) a s oběhem kuliček (vpravo) [14], [13].	18
Obr. 4	Pastorek a hřeben [22].	19
Obr. 5	Kuličkový šroub a matice [2].	20
Obr. 6	a) Kuličkový šroub a b) lineární motor [23].	21
Obr. 7	Srovnání vybraných vlastností konvenčních a nekonvenčních materiálů [8].	25
Obr. 8	Převod ozubeným řemenem [9].	27
Obr. 9	Kuličkový šroub s chlazenou maticí [10].	28
Obr. 10	Stavební elementy KŠM [4].	29
Obr. 11	Konstrukce rotující kuličkové matice [19].	30
Obr. 12	Oddělovací elementy mezi kuličkami [18].	31
Obr. 13	Geometrie KŠM.	31
Obr. 14	Gotický (vlevo) a válcový (vpravo) profil závitu.	32
Obr. 15	Rotace kuličkového šroubu a translační pohyb matice [20].	33
Obr. 16	Rotace kuličkové matice a translace matice [20].	34
Obr. 17	Další pohybové možnosti KŠM [4].	34
Obr. 18	Rotující matice s vloženými ložisky [2].	35
Obr. 19	Rotující matice s integrovanými ložisky [2].	36
Obr. 20	Varianta A	67
Obr. 21	Varianta B.	68
Obr. 22	Varianta B1.	68
Obr. 23	Varianta C1.	69
Obr. 24	3D model vnitřního tělesa	72
Obr. 25	3D model vnějšího tělesa.	74
Obr. 26	Axiální segment – 3D model.	77
Obr. 27	3D - model: Vnitřní těleso1 (vlevo) a vnitřní těleso2 (vpravo).	79
Obr. 28	Redukované napětí (vlevo) a posunutí vnějšího tělesa matice (vpravo).	80
Obr. 29	Redukované napětí (vlevo) a posunutí vnitřního tělesa matice (vpravo).	81
Obr. 30	Řez modelem rotující matice.	82

## Seznam tabulek

Tab.1	Charakteristické vlastnosti valivého a hydrostatického vedení [15], [16].	18
Tab.2	Porovnání způsobů náhonu.	22
Tab.3	Porovnání z pohledu delších zdvihů [17].	22
Tab.4	Aplikace KŠM s doporučenou třídou přesností [18].	23
Tab.5	Použití pastorku a hřebene [17].	23
Tab.6	Vybraní výrobci KŠM s rotující maticí.	37
Tab.7	Používané rychloposuvy.	45
Tab.8	Výpočet stoupání pro různé otáčky.	46
Tab.9	Doporučená stoupání.	50
Tab.10	Maximální axiální zatížení kuličkového šroubu a matice.	51
Tab.11	Doporučené parametry KŠM s rotující maticí.	64
Tab.12	Výsledky výpočtu KŠM s rotující maticí.	66
Tab.13	Technické hodnocení variant.	70
Tab.14	Ekonomické hodnocení variant.	70

## Seznam grafů

Graf 1:	Závislost přesouvané hmotnosti na jmenovitém průměru.	41
Graf 2:	Závislost momentu setrvačnosti kotvy motoru na jmenovitém průměru.	42
Graf 3:	Hranice mezi rotujícím kuličkovým šroubem a rotující kuličkovou maticí.	43
Graf 4:	Oblast přípustných otáček KŠM.	49
Graf 5:	Závislost kritických a maximálních otáček na průměru.	52
Graf 6:	Rychloposuvy při maximálních otáčkách a stoupání.	53
Graf 7:	Závislost jmenovitého průměru na max. axiálním zatížení.	54
Graf 8:	Závislost modifikované statické a dynamické únosnosti na stoupání.	57
Graf 9:	Závislost životnosti na stoupání.	59
Graf 10:	Závislost statického momentu motoru na stoupání.	61
Graf 11:	Závislost momentu motoru na stoupání.	62

## Seznam příloh

Příloha A	Výpočet v prostředí Microsoft Excel	elektronická podoba
Příloha B	Výpočet v prostředí Mathcad	elektronická podoba
Příloha C	Výkresy: Vnitřní těleso kuličkové matice	volně vložen
	Vnější těleso kuličkové matice	volně vložen
	Axiální segment	volně vložen
	Sestava rotující matice	volně vložen
Příloha D	3D model: Sestava rotující matice	elektronická podoba
Příloha E	Poster	elektronická podoba
Příloha F	CD ROM obsahuje hlavní text + přílohy	