



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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH LINEÁRNÍ OSY PRO TĚŽKÝ OBRÁBĚCÍ STROJ

DESIGN OF LINEAR AXIS FOR HEAVY MACHINE TOOL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Kubálek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Petr Kubálek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský**
Akademický rok: 2019/20

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:

Konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem studenta je konstrukčně zpracovat kompletní lineární osu pro vybraný stroj. Nedílnou součástí zadání je posouzení různých konstrukčních variant z hlediska pohonu osy (kuličkový šroub, systém Master–Slave, lineární motor...). V další fázi student na základě vhodných kritérií vybere variantu a zpracuje základní výkresovou dokumentaci.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.
Vyhodnocení aktuálního stavu poznání.
Konstrukční návrh zadaných skupin.
Analýza a vyhodnocení navrhovaného řešení.
CAD model, výkres hlavní sestavy a min. 5 výrobních výkresů.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

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

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK, 2013. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav, 1991. Základy stavby obráběcích strojů. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem lineární osy těžkého obráběcího stroje. Jsou zde popsány základní specifikace těchto strojů, jejich výrobci, části ze kterých se osa skládá a vlastní návrh. Konstrukční návrh obsahuje několik variant provedení, výpočet pohybového mechanismu, pohonu a vedení. Následuje výběr nejvhodnější varianty a výkresová dokumentace výsledné lineární osy.

Summary

This diploma thesis deals with the design of the linear axis of a heavy machine tool. It describes the basic specifications of these machines, their manufacturers, the parts of which the axis consists and the design itself. The design includes several design variants, calculation of the movement mechanism, drive and linear guide. Follows the selection of the most suitable variant and the drawing documentation of the resulting linear axis.

Klíčová slova

Těžký obráběcí stroj, kuličkový šroub, hřeben a pastorek, vedení, master- slave, lineární odměřování polohy

Keywords

Heavy machine tool, ball screw, rack and pinion, linear guide, measuring system, master - slave, linear positioning measurement

KUBÁLEK, P. *Konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020. 78 s. Vedoucí Ing. Dominik Hermanský.

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

Bc. Petr Kubálek

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Dominiku Hermanskému za cenné rady a připomínky při psaní této diplomové práce, dále bych rád poděkoval své rodině za finanční a morální podporu při studiu.

Bc. Petr Kubálek

Obsah

1	Úvod	5
2	Těžký obráběcí stroj	6
2.1	Konstrukční řešení	6
2.2	Přesnost obrábění	6
2.3	Trvanlivost a spolehlivost	6
2.4	Pracovní výkon	7
2.5	Bezpečnost	7
3	Zástupci těžkých obráběcích strojů	8
3.1	Portálová frézka TOS FRU 800	8
3.2	Karusel ČKD SKDY 80	9
3.3	Horizontální soustruh ŠKODA SR 5	10
3.4	Frézka ŠKODA FC-E	11
3.5	Vyvrtačka PAMA SPEEDRAM 6000	12
3.6	Portálová frézka ŠKODA WPA HEAVY	13
3.7	Vyvrtačka ŠKODA HCW 4	14
4	Rozbor konstrukce lineární osy	15
4.1	Převod rotačního pohybu na přímočarý	15
4.1.1	Kuličkový šroub a matice	15
4.1.2	Pastorek a hřeben	19
4.1.3	Šnek a hřeben	21
4.2	Vedení	22
4.2.1	Vedení valivé	22
4.2.2	Vedení kluzné	24
4.2.3	Vedení kombinované	25
4.2.4	Vedení aerostatické	25
4.3	Odměrování polohy	25
4.3.1	Způsoby snímání polohy	25
4.3.2	Druh získané informace	26
4.3.3	Druh odměřovacího signálu	26
4.4	Ochrana vedení a přívod medií	27
4.4.1	Teleskopický kryt	27
4.4.2	Skládací měch	27
4.4.3	Rolety	28
4.4.4	Energetický řetěz	28
4.5	Mazání	28

4.6	Pohon osy	29
4.6.1	Rotační servomotory	29
4.6.2	Krokové motory	30
4.6.3	Lineární motory	30
5	Konstrukční návrh	31
5.1	ČKD SKD 80	31
5.2	Možnosti provedení lineární osy	32
5.2.1	Varianta 1	32
5.2.2	Varianta 2	32
5.2.3	Varianta 3	33
5.2.4	Varianta 4	34
5.3	Výpočet kuličkového šroubu varianty 1.	34
5.3.1	Volba kuličkového šroubu	35
5.3.2	Kontrola kuličkového šroubu	36
5.3.3	Návrh pohonu	39
5.4	Výpočet pastorku a hřebenu varianty 3.	42
5.4.1	Volba pastorku	42
5.4.2	Návrh pohonu	43
5.5	Výpočet lineárního vedení	46
5.5.1	Vedení valivé	48
5.5.2	Vedení kluzné	49
6	Výběr varianty	51
7	Konstrukční provedení vybrané varianty	54
7.1	Motor	54
7.2	Převodovka	55
7.3	Ozubený hřeben	55
7.4	Odměřování	56
7.5	Přívod medií	56
7.6	Krytování	57
7.7	Koncové dorazy	57
7.8	Mazací okruh	58
7.9	Vedení	59
7.10	Výsledné provedení	59
8	Zhodnocení a diskuze	64
9	Závěr	66
	Literatura	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	72
	Seznam obrázků	75
	Seznam tabulek	77

1. Úvod

Obrábění je technologický proces, při kterém dochází k oddělení materiálu nástrojem ve formě třísky, až do požadovaného rozměru a tvaru součásti. Dříve se k tomuto účelu velice často používali univerzální soustruhy a frézky. Dnes se využívá NC a CNC strojů, do kterých se upne materiál a stroj ho sám obrobí. Vývoj těchto strojů pokročil a na dnešním trhu můžeme pozorovat stroje od různých výrobců s různými rozměry.

Těžké obráběcí stroje se používají pro obrábění součástí v železničním, lodním, leteckém i zbrojním průmyslu. Mezi typické obrobky patří parní či vodní turbíny, nebo části větrných elektráren. Rozměry těchto obráběcích strojů mohou být až několik metrů.

Všechny lineární osy těchto strojů spočívají v převodu rotačního pohybu motoru na pohyb translační. K tomuto účelu se dnes používají kuličkové šrouby, hřebeny s pastorky, případně šneky. Dalším důležitým aspektem je přenos sil, k tomu slouží vedení skládající se nejčastěji z kolejnice a pohyblivého vozíku. Pro zpětnou vazbu, které obsahuje informaci o poloze se používá odměřování. To může být buď přímé, kdy je pohyblivý senzor a pravítko v přímém styku. Nebo nepřímé, kde se informace o poloze získává z přepočtu natočení hřídele motoru. Mezi další konstrukční uzle může poté ještě spadat mazací okruh, elektronika či samotná ochrana lineární osy, nejčastěji řešena kryty či měchy.

Požadavky zákazníku na přesnost a rychlost výroby zapříčinily neustálý vývoj jednotlivých komponent. V dnešní době už se nachází tolik typů těchto součástí, že jdou vytvořit různé varianty lineárních os a zvolit ideální pro danou aplikaci.

Cílem této diplomové práce bude vytvořit konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj. Základ bude tvořit několik variant jejichž stavba se bude odvíjet od rešeršní části. Po základních výpočtech a nalezení optimální varianty bude vytvořena výkresová dokumentace a 3D model.

2. Těžký obráběcí stroj

Jako těžké obráběcí stroje označujeme obráběcí stroje, které jsou určeny pro obrábění velmi hmotných a rozměrných dílů (obrázek 2.1) pro kosmický, letecký, námořní, chemický, nukleární, těžební a energetický průmysl. U těchto strojů, se výroba takto rozměrných



Obrázek 2.1: Příklady obrobků těžkých obráběcích strojů [5]

kusů, běžně pohybuje v řádech hodin i dnů a jejich hmotnost překračuje desítky i stovky tun. Z těchto důvodů jde jakákoliv chyba při obrábění až do statisíců. Při koupi, uživatel zadá výrobcí stroje, jaké obrobky bude stroj vyrábět a výrobce poskytne nejvhodnější řešení. Všechny těžké obráběcí stroje mají svoje specifikace, vlastnosti či parametry, ty nejdůležitější jsou shrnuty v následujících bodech.[1]

2.1. Konstrukční řešení

Z důvodu obtížné až nemožné přepravy velkých dílů od výrobce k uživateli, se největší díly jako stojany, příčníky, stoly atd. skládají z více dílů, které se následně smontují. Montáž nejčastěji probíhá pomocí šroubů utaženými přesně definovaným momentem. Podle velikosti stroje a obrobku, se musí i správně navrhnut vhodný základ stroje, který má velký vliv na tuhost a tím i přesnost stroje. Velké stroje se ukládají na samostatný odpružený základ, pro izolaci od vnějších rušivých vlivů, je základový blok ještě oddělen spárami.[1]

2.2. Přesnost obrábění

Na přesnost působí řada vlivů, a ne vždy se dají ovlivnit, patří sem materiál obrobku a nástroje, tvar a kvalita ostří nástroje, přesnost polotovaru a tuhost upnutí. Další skupina vlivů, která působí přímo na přesnost obrábění je koncepce a provedení stroje, jeho montáž a ustavení na základ.[1]

2.3. Trvanlivost a spolehlivost

Těžké obráběcí stroje jsou investicí na několik desítek let, u velkých strojů asi 20 let, proto je důležité, aby měli co největší trvanlivost, čímž se rozumí doba provozu stroje do jeho vyřazení. Trvanlivost závisí na montáži jednotlivých dílů a dodržování předepsaného provozu. Dá se zvýšit pravidelnými kontrolami a opravami, např generální opravou, ta ale činí 50-75 % pořizovací ceny stroje. Stroj musí být rovněž spolehlivý, protože není možné, aby vlivem selhání zařízení došlo k neopravitelnému zničení obrobku v hodnotě i několika milionů korun.[1]

2.4. Pracovní výkon

Základním faktorem ovlivňující pracovní výkon je řezný rychlost, která závisí na materiálu nástroje a obrobku, a hloubce záběru. Dalším faktorem je průřez odebíraného materiálu, ten je většinou omezen požadovanou přesností, tvrdostí a stabilitou stroje. Dá se říct, že čím větší množství třísky stroj odebere za časovou jednotku, tím výkonnější je. Na výkonnosti stroje se rovněž podílí využití času pracovního cyklu. U obráběcích strojů je dosažení tohoto požadavku prakticky nereálné. V praxi se pracovní cyklus snižuje co nejrychlejším posuvem nástroje a odstraněním „obrábění vzduchu“.[1], [3]



Obrázek 2.2: Odběr velké třísky [8]

2.5. Bezpečnost

Při návrhu samotného stroje musí konstruktér splnit všechny požadavky bezpečnosti práce, dané normou, a opatřit stroj prvky, které zamezí nebo sníží možnost úrazu obsluhy. K tomuto účelu se stroje opatřují různými ochrannými kryty (obrázek 2.3), které zabrání odletu třísek z pracovního prostoru a znemožní, aby dělník přišel do kontaktu s rychle se otáčejícími částmi obráběcího stroje. Součástí stroje bývá i kabina (obrázek 2.4), která se často pohybuje společně se strojem, aby obsluha viděla do pracovního prostoru. Bezpečnostní požadavky musí splňovat i elektrická instalace, jde především o uzemnění a malé napětové řídicí okruhy k ovládání a osvětlení stroje.[1]



Obrázek 2.3: Kryt těžkého obráběcího stroje [10]

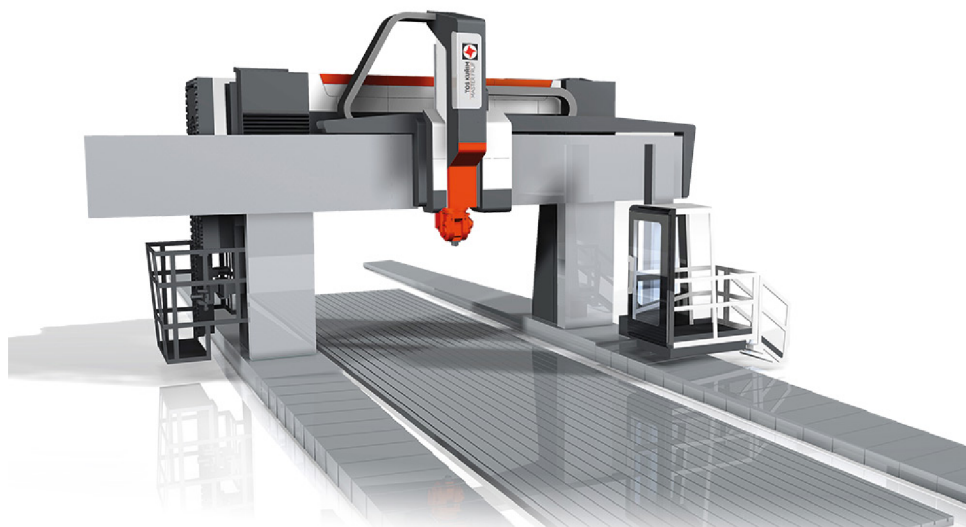


Obrázek 2.4: Kabina těžkého stroje [11]

3. Zástupci těžkých obráběcích strojů

3.1. Portálová frézka TOS FRU 800

TOS FRU 800 (obrázek 3.1) je tvořen pojezdným portálem a pevným pracovním stolem. Je určen k obrábění tvarově složitých obrobků, jako jsou parní turbíny, lodní motory, lopatky kaplanovy turbíny nebo součásti letadel. Společnost TOS vyrábí další dva typy portálových frézek, první je menší varianta s nižším výkonem jako řada FRU a druhá je portálová frézka s pevným portálem a posuvným stolem, která má sice menší pracovní prostor, ale menší zástavbu.[9]



Obrázek 3.1: TOS FRU 800 [9]

Tabulka 3.1: Parametry stroje TOS FRU 800 [9]

Parametr	Hodnota
Výkon	113 kW
Průchodnost mezi stolem a příčnickem	5500 mm
Průchodnost mezi stojany	9000 mm
Rozsah posuvu v X	15000 mm
Rozsah posuvu v Y	20000 mm
Rozsah posuvu v Z	15000 mm
Pracovní zdvih v X	24000 mm
Pracovní zdvih v Y	10750 mm
Pracovní zdvih v Z	2000 mm

3.2. Karusel ČKD SKDY 80

Jedná se o dvoustojanový karusel (obrázek 3.2) s pojízdovým portálem, základní části stroje jsou tvořeny odlitky. Vysoká variabilita je dosažena stavebnicovou koncepcí. Stroj umožňuje kromě soustružení i frézování, broušení, vrtání, soustružení závitu a další operace. Nachází uplatnění především v lodním, železničním, leteckém a zbrojním průmyslu. Společnost nabízí i jednostojanovou variantu, která má ještě větší hodnoty jednotlivých parametrů. [5]



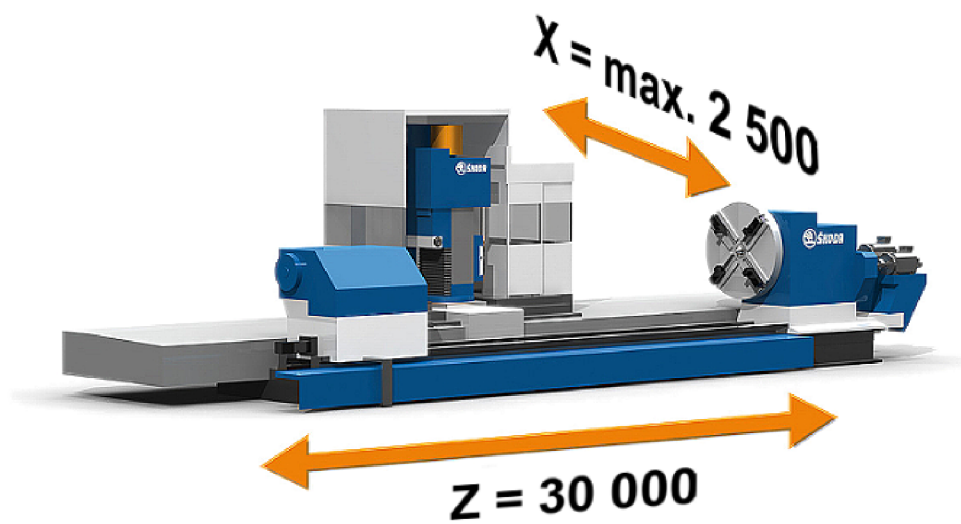
Obrázek 3.2: ČKD SKDY 80 [9]

Tabulka 3.2: Parametry stroje ČKD SKDY [9]

Parametr	Hodnota
Řezná síla	100 kN
Průřez smykadla	400x400 mm
Otáčky upínací desky	25 min ⁻¹
Hmotnost obrobku	320000 Kg
Zdvih příčnicku	4800 mm
Vertikální výsuv smykadla	3200 mm
Pojezd v ose X	11000 mm
Pojezd v ose Y	6500 mm
Výška obrábění	6000 mm
Průměr obrábění	10000 mm
Průměr upínací desky	8000 mm

3.3. Horizontální soustruh ŠKODA SR 5

Soustruh SR 5 (obrázek 3.3) je největší z řady těžkých univerzálních horizontálních soustruhů společnosti Škoda. Nosné díly stroje jsou ze stabilní a pevné šedé litiny. Jejich konstrukce je určena pro efektivní a přesné obrábění rotačních dílů. Stroj je možno vybavit příslušenstvím pro frézovací, hlubokovrtací i brousící operace. Vykazuje velkou stabilitu, přesnost a řezné síly. [5], [6]



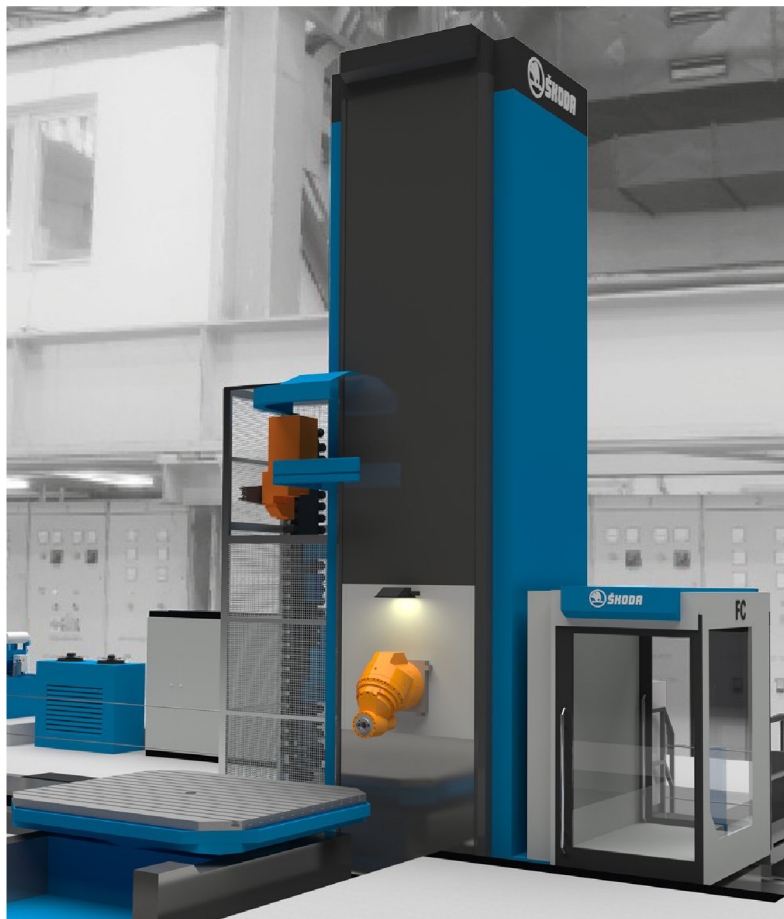
Obrázek 3.3: SR 5 [5]

Tabulka 3.3: Parametry stroje ŠKODA SR 5 [5]

Parametr	Hodnota
Výkon	355 kW
Otáčky vřetena	700 min ⁻¹
Příčný pojezd	2500 mm
Průměr nad ložem	6000 mm
Délka obrobku	30000 mm
Hmotnost obrobku	350 t

3.4. Frézka ŠKODA FC-E

Frézovací stroj ideální pro opracování svařenců, odlitků a jiných výrobků. Rám stroje využívá systém Box in box, má předepnuté lineární valivé vedení na všech osách, což umožňuje vysokou stabilitu a tuhost. Při nízké poloze vřeteníku, přináší výhodu v dostatečné tuhosti i při mělkém základu. (Obrázek 3.4) [5]



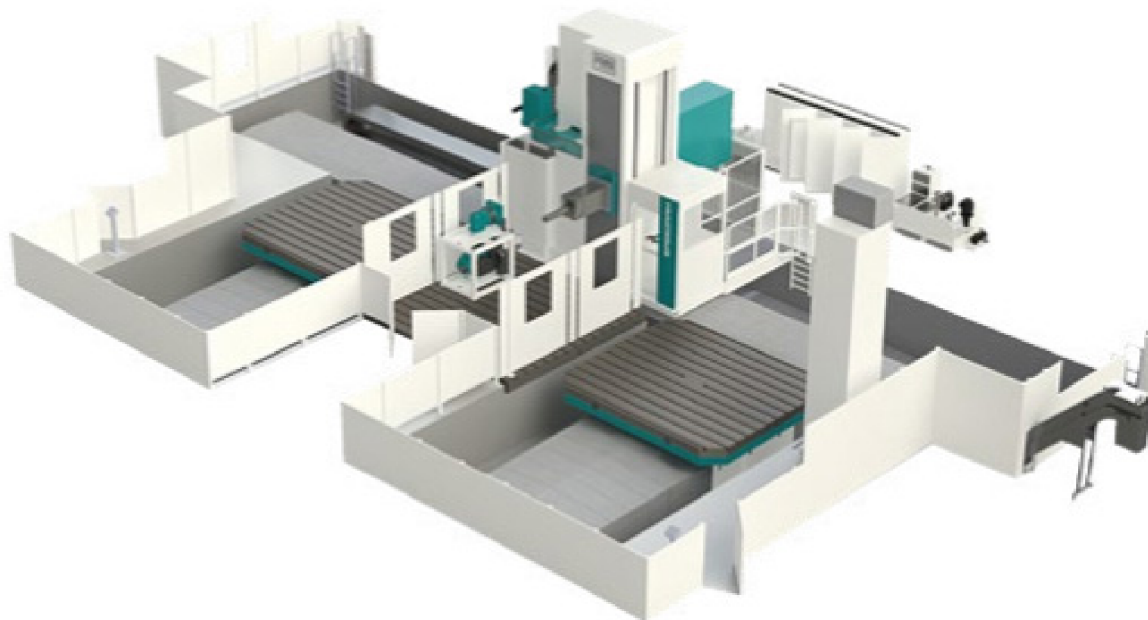
Obrázek 3.4: FC-E [5]

Tabulka 3.4: Parametry stroje ŠKODA FC-E [5]

Parametr	Hodnota
Průřez smykadla	480x480 mm
Maximální výkon	116 kW
Maximální otáčky	4000 min ⁻¹
Maximální moment	3000 Nm
Posuv stojanu	3000-20000 mm
Posuv vřeteníku	2000-5000 mm
Posuv smykadla	1500 mm
Posuvové rychlosti osa X, Y , Z	25000 mm/min
Maximální posuvové síly X, Y, Z	25 kN

3.5. Vyvrtávačka PAMA SPEEDRAM 6000

Hydrostatická vyvrtávačka a frézka Speedram je navržena pro vysokou přesnost, energetickou a strukturální tuhost, dále poskytuje perfektní řešení obrábění pro nejnáročnější aplikace na všech středních až velkých velikostech komponentů, které vyžadují vysokou rychlost odstraňování materiálu ve spojení s vysokou přesností. Stroj Speedram může být vybaven širokou škálou hydrostatických rotačních stolů s nosností od 25 do 600 t. [11]



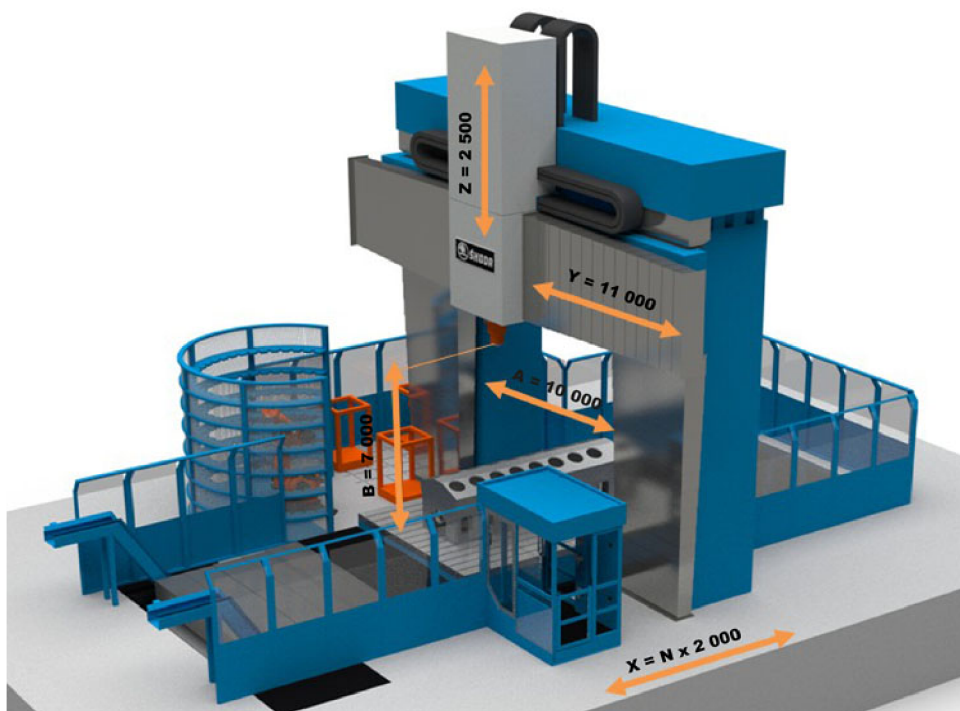
Obrázek 3.5: PAMA SPEEDRAM 6000 [11]

Tabulka 3.5: Parametry stroje PAMA SPEEDRAM 6000 [11]

Parametr	Hodnota
Výkon	145 kW
Moment	30000 Nm
Otáčky	4000 min ⁻¹
Průměr vyvrtávacího vřetena	320 mm
Průchod mezi stojany	10000 mm
Průchod pod vřetenem	7000 mm
Pojezd X	6000 mm
Pojezd Y	10000 mm
Pojezd Z	1900 mm
Pojezd W	1600 mm

3.6. Portálová frézka ŠKODA WPA HEAVY

Portálový stroj (obrázek 3.6) s variabilní velikostí upínací plochy, možnost doplnění i otočným karuselovacím stolem. Stojany jsou spojené pojízdovým příčnickem a pevným nosníkem, zvyšující pevnost celého rámu. Všechny osy jsou plně hydrostatické a vedení je zakryto teleskopickými kryty. Součástí pracoviště je i automatická výměna nástrojů, možnost i v robotickém provedení s volitelnou velikostí zásobníku. [5]



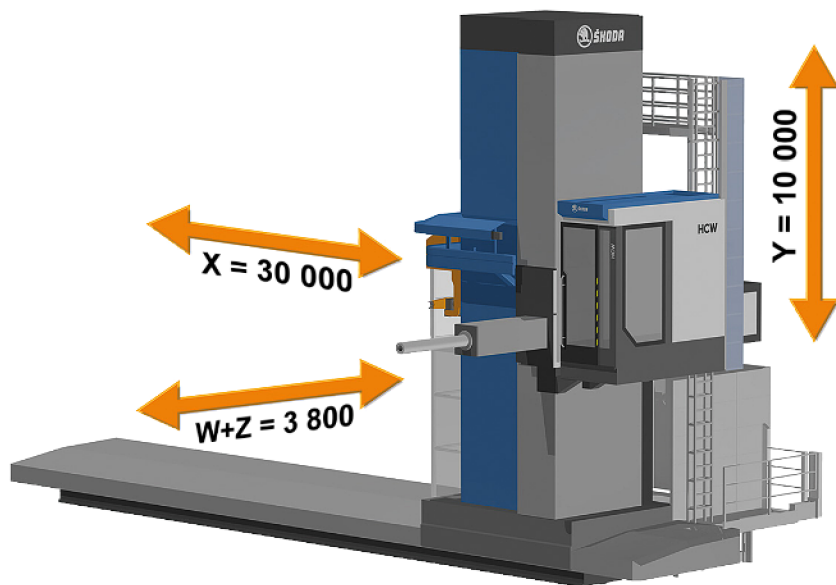
Obrázek 3.6: WPA HEAVY [5]

Tabulka 3.6: Parametry stroje ŠKODA WPA HEAVY [5]

Parametr	Hodnota
Výkon	103 kW
Moment	8400 Nm
Otáčky	3000 min ⁻¹
Rozměr smykadla	600x600 mm
Průchod mezi stojany	10000 mm
Průchod pod vřetenem	7000 mm
Pojezd X (Gantry)	2000 mm
Pojezd Y (vřeteník)	11000 mm
Pojezd Z (smykadlo)	2500 mm
Pojezd W (příčník)	5000 mm

3.7. Vyvrtávačka ŠKODA HCW 4

Tento stroj patří mezi těžké horizontální vyvrtávačky (obrázek 3.7). Má třístupňovou převodovku, která umožňuje přenos extrémně vysokého momentu na vřeteno při hrubování společně s možností vysokých otáček pro dokončovací operace. [5, 7]



Obrázek 3.7: HCW 4 [5]

Tabulka 3.7: Parametry stroje ŠKODA HCW 4 [5]

Parametr	Hodnota
Výkon	147 kW
Moment	32000 Nm
Otáčky	3000 min ⁻¹
Průměr vřetena	300 mm
Výsuv pinoly v ose Z	2000 mm
Výsuv vřetena v ose W	1800 mm
Max. pojezd stojanu v ose Y	10000 mm

4. Rozbor konstrukce lineární osy

4.1. Převod rotačního pohybu na přímočarý

4.1.1. Kuličkový šroub a matice

Způsob převodu rotačního pohybu na pohyb přímočarý pomocí kuličkového šroubu a matice (dále jako KŠM), je v oblasti obráběcích strojů nejpoužívanější. Hlavní výhodou je vysoká účinnost pohybující se okolo 90% - 97%, minimální oteplení během provozu, vysoká životnost a možnost vytvoření předpětí, které má za důsledek zvětšení tuhosti a přesnosti výsledného stroje.

Základ mechanismu tvoří hřídel šroubového tvaru (obrázek 4.1), konce jsou opracované podle uložení, typické opracování je na dva průměry, jeden pro uložení v ložiskových domečcích a druhý pro spojení s motorem. Závit se vytváří válcováním, okružováním a broušením, což je varianta nejpřesnější. Matice je konstruovaná jako ocelový díl, ve kterém se odvalují a převádí kuličky, převod kuliček je řešen buď interně nebo externě. Matice může dále mít několik provedení, nejčastěji se jedná o jednu nebo více matic za sebou s možností příruby. Povrchy závitů jak matice, tak šroubu jsou kalené a s velkou přesností. Samotný pohyb je řešen buď rotací šroubu, nebo rotací matice, častěji se ale používá varianta první.

Pro správnou funkci KŠM je důležité zabránit vniku nečistot a zajistit dodávku mazacího media, kterým je nejčastěji olej. Dále je důležité brát v potaz, že kuličkový šroub s maticí není samosvorný a je potřeba vybrat motor s brzdou nebo mechanismus vybavit brzdou externí. [1]

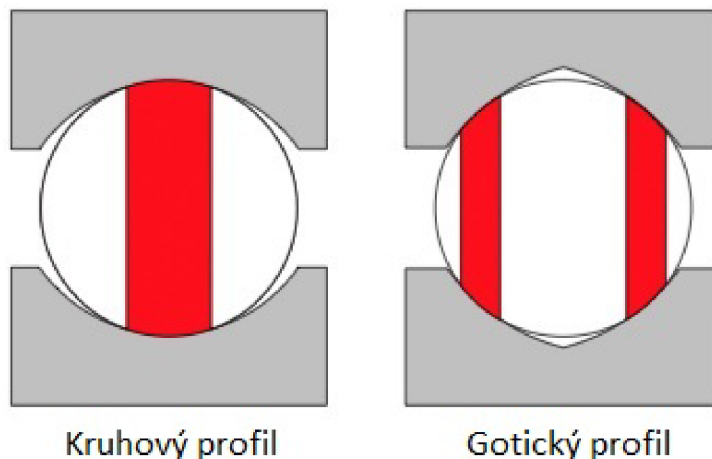


Obrázek 4.1: Kuličkový šroub a matice [12]

4.1. PŘEVOD ROTAČNÍHO POHYBU NA PŘÍMOČARÝ

Profily drážek

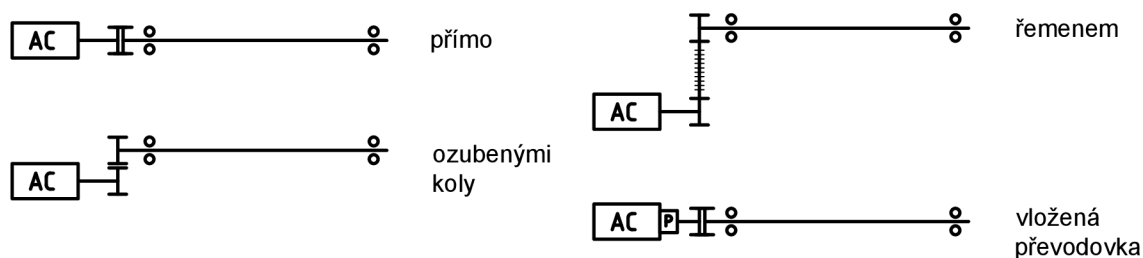
Profily závitů šroubu jsou buď kruhové, nebo gotické (obrázek 4.2). Kruhový profil je jednodušší na výrobu, ale má nižší účinnost kvůli většímu tření, dále zde dochází k většímu zatížení kuliček, především z důvodu větší stykové plochy kuličky se závitem a dvoubodového dotyku. Z těchto důvodů se převážně používá u menších, nenáročných strojů. Častěji se používá profil gotický s čtyřbodovým dotykem, především kvůli jeho vyšší přesnosti, možnosti vymezení vůle a předeptnutí. [1], [14]



Obrázek 4.2: Profily závitů [14]

Zbûsoby napojení s motorem

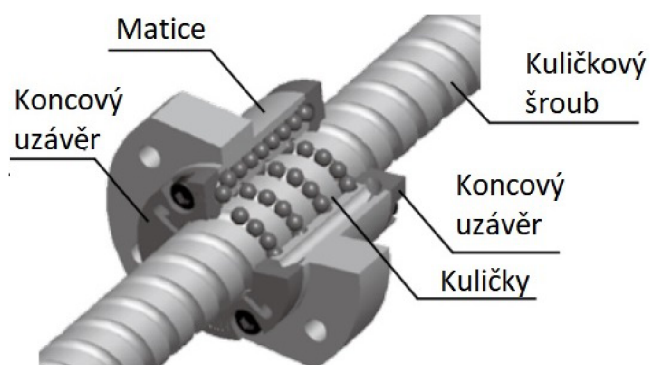
Pro spojení kuličkového šroubu s motorem se dá zvolit z několika možností (obrázek 4.3). Nejjednodušší varianta je spojit motor přímo s kuličkovým šroubem přes pružnou spojku, která je tuhá v krutu, ale poddajná v ohybu, tím dojde k vyrovnání menších osových odchylek, které jsou mezi šroubem a motorem. Další možností je využití vloženého převodu (ozubených kol, řemenu), u této varianty se dá za výhodu považovat možnost větší vzdálenosti mezi motorem a kuličkovým šroubem. Při použití řemenového převodu se řemenice upínají na hřídel nejčastěji pomocí svěrných pouzder. Třetí variantou je použití vložené převodovky, dá se využít i kombinace jednotlivých variant. [1]



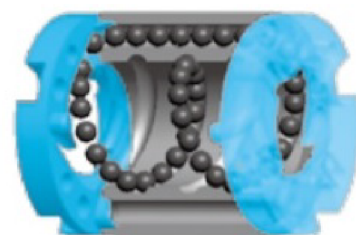
Obrázek 4.3: Zpûsoby napojení s motorem [1]

Způsoby převodu kuliček

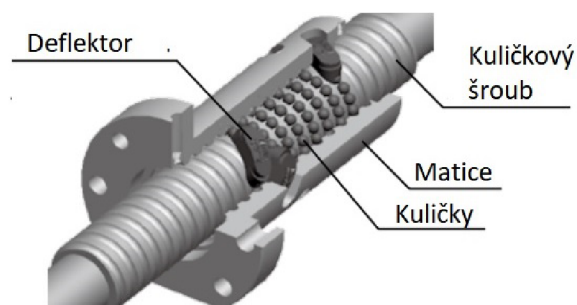
Převod jednotlivých kuliček je řešen buď interně nebo externě. U interního je převod kuliček v tzv. převáděcím lůžku v rámci jednoho stoupání. Externím převodem realizujeme převod kuliček v rámci několika stoupání. Používá se koncový uzávěr, který je vhodný pro větší stoupání, dále deflektor, který převádí kuličky v rámci jednoho závitu, ten je vhodný pro menší stoupání. Provedení převáděcím kanálem je nejčastější, převod kuliček je mezi jedním nebo několika stoupání, dá se použít pro různá stoupání a průměry šroubu. [1]



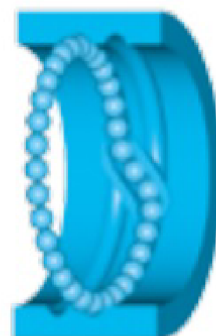
Obrázek 4.4: Matice s koncovým uzávěrem [13]



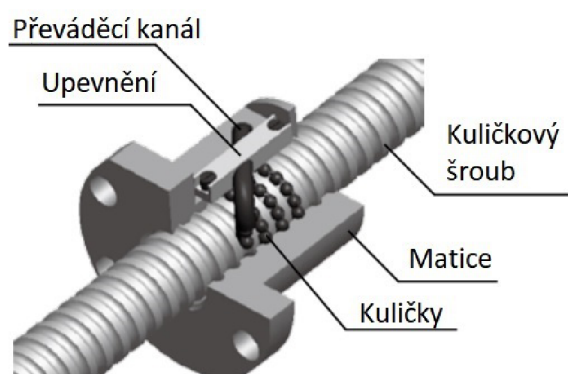
Obrázek 4.5: Převod kuliček v koncovém uzávěru [13]



Obrázek 4.6: Matice s deflektorem [13]



Obrázek 4.7: Převod kuliček deflektorem [13]



Obrázek 4.8: Matice s převáděcím kanálem [13]

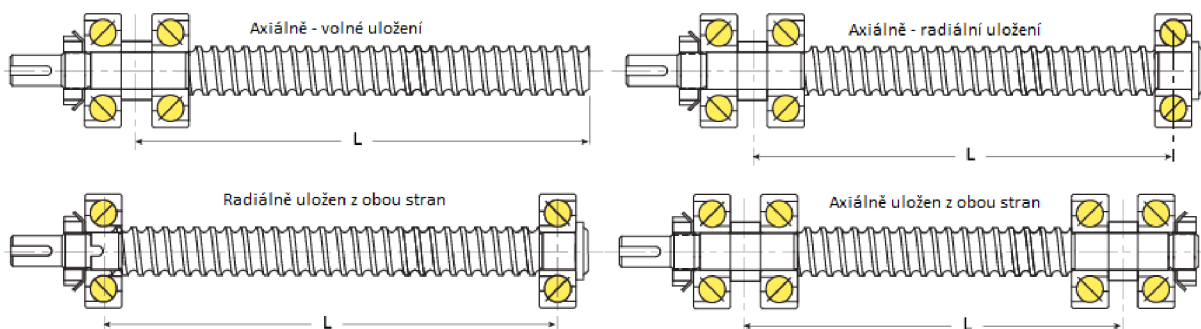


Obrázek 4.9: Převod kuliček v převáděcím kanálu [13]

4.1. PŘEVOD ROTAČNÍHO POHYBU NA PŘÍMOČARÝ

Způsoby uložení

Způsob uložení má velký vliv na tuhost celého mechanismu (obrázek 4.10). U jednostranného axiálního dochází k poklesu tuhosti, zejména v části volného uložení. Tato varianta se skoro nepoužívá, uplatnění najde pouze u malých strojů a u Z-tových os. Při použití oboustranného axiálního uložení, je tuhost výrazně větší. Nevýhodou je, že při provozu, kdy se šroub otepluje, se dilatací protahuje, a to může vést až k zadření. Toto se řeší předepnutím za studena na tah, poté když se během provozu ohřívá, se toto předepnutí na tah vyruší. Dalším oteplením vznikne potřebné axiální předepnutí pro docílení tuhosti. S volbou uložení souvisí i výsledná délka a dovolené otáčky šroubu. U volného uložení se oba tyto parametry pohybují v nižších hodnotách než u uložení oboustranně vetknutého. Jednotlivá uložení se dosahují pomocí ložiskových domečků, které výrobci nabízejí v širokém spektru variant a dovoleného zatížení (obrázek 4.11). [1], [16], [18]



Obrázek 4.10: Způsoby uložení [19]

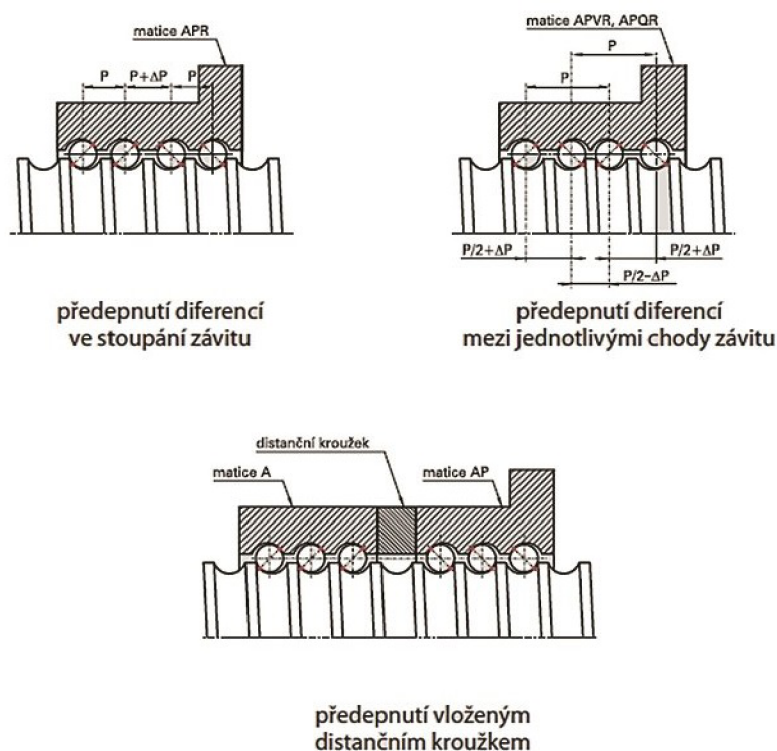


Obrázek 4.11: Ložiskové domečky [20]

Způsoby předepnutí

Pro co největší tuhost mechanismu a tím i zvětšení přesnosti, zavádíme předepnutí. Při předepnutí se nejprve vymeží vůle mezi kuličkou, a závity matice a šroubu. Následně se zavede pružná deformace mezi těmito elementy, což vyvede požadované předepnutí (obrázek 4.12).

Prvním způsobem je speciální výroba závitu v matici, spočívá v tom, že je závit matic vyroben s určitou diferencí oproti závitu ve šroubu. Druhou variantou je použití větších kuliček, než je profil závitu. Kulička se pružně zdeformuje a vznikne předpětí, levná varianta je použití rozřízle matice s následným sevřením. Poslední možností, jak toto předepnutí vyvodit, je použití dvou matic, mezi které se vloží přesně nabroušený distanční kroužek. Tím se kuličky odtlačí na opačné boky závitu, čímž vznikne požadované předpětí. [1], [18]



Obrázek 4.12: Způsoby předepnutí [18]

4.1.2. Pastorek a hřeben

U CNC strojů s vysokými zdvihy je použití kuličkového šroubu a matice nevhodné, především kvůli nízké tuhosti. U takovýchto aplikací je výhodné použít variantu s pastorkem a hřebenem, protože velikost zdvihu není nijak omezena.

Nevýhodami jsou větší zástavbové prostory, a téměř nutnost mít součástí mechanismu externí brzdu z důvodu nesamosvornosti. Při použití šikmého ozubení, je potřeba brát v úvahu vznik axiální síly, která bude působit na ložiska.

Stejně jako u kuličkového šroubu je nutnost vyvodit předpětí, které zvýší tuhost a přesnost výsledného mechanismu. K vyvození předpětí se používají následující možnosti. [1]

4.1. PŘEVOD ROTAČNÍHO POHYBU NA PŘÍMOČARÝ

Dvojice pastorků

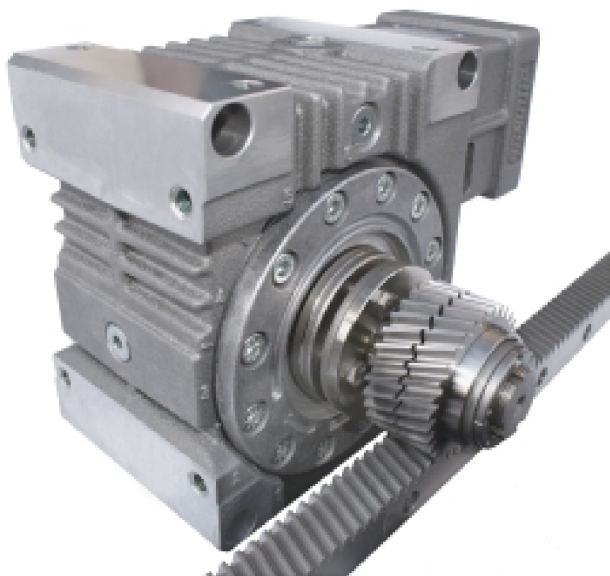
Jedná se o dvojici pastorků, které jsou poháněné jedním motorem. Vůle je vymezena hydraulicky nebo mechanickou pružinou která se nachází mezi hnacími hřídelemi. (Obrázek 4.13) [1], [21]



Obrázek 4.13: Dvojice pastorků [21]

Dělený pastorek

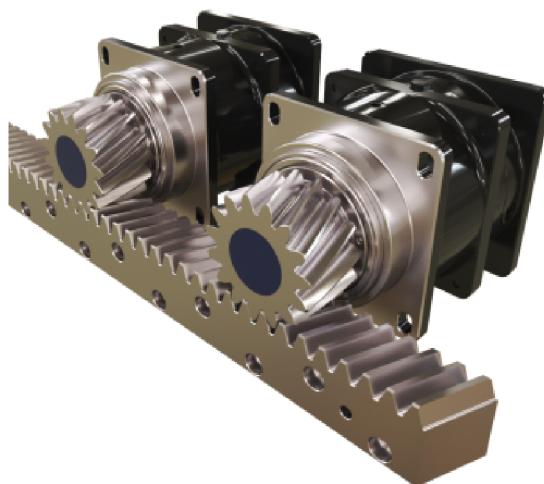
Nejjednodušší pohonný systém s nulovou vůlí, využívá dělený pastorek, který se skládá ze dvou polovin pastorku. Jedna polovina pohání osu, zatímco druhá vytváří předpětí k odstranění vůle. (Obrázek 4.14) [1], [22]



Obrázek 4.14: Dělený pastorek [22]

Master-slave

Toto řešení eliminuje vůli pomocí dvou elektricky řízených pastorků, jeden k sloužící k pohonu osy a druhý k záběru s protilehlým bokem zubu. Zajišťuje se tak velmi přesné polohování a opakovatelnost. Přesnost polohování je zachována jak během zrychlení a zpomalení, tak i při změně směru jízdy. Mezi výhody patří zajištění tichého a hladkého chodu, vysoká přesnost polohování a vysoká tuhost. (Obrázek 4.15) [1]



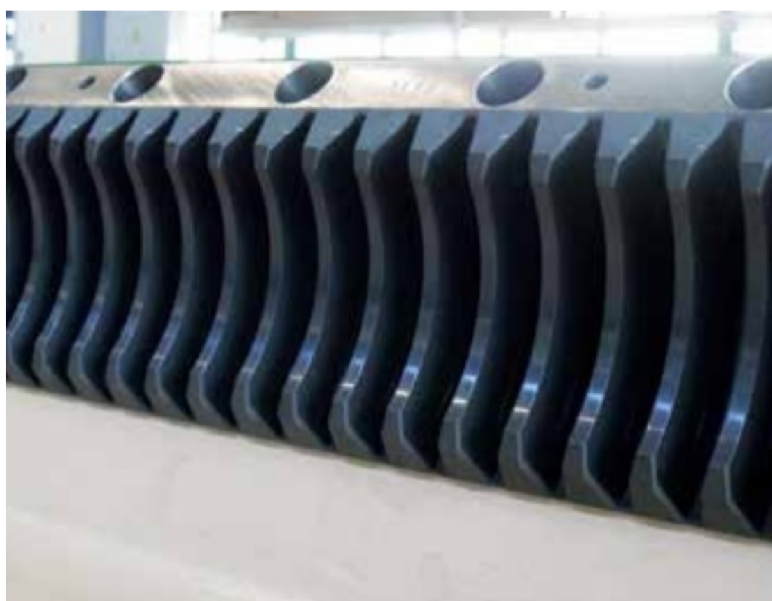
Obrázek 4.15: Master slave [23]

4.1.3. Šnek a hřeben

U posuvových soustav, které vyžadují vysoký převodový poměr, je možnost použít hydrostatický šnekový hřeben (obrázek 4.17) a šnek (obrázek 4.16). Využití najde u posuvů pracovních stolů velkých obráběcích strojů. Výhodou je minimální tření zajištěné vháněním tlakového oleje do sekcí, které jsou v záběru a velmi vysoká tuhost. [1]



Obrázek 4.16: Šnek [26]



Obrázek 4.17: Šnekový hřeben [26]

4.2. Vedení

Vedení slouží k zajištění definovaného pohybu posouvajících se částí lineárních posuvových soustav a k zachycení působících sil. Pro správnou a co nejpřesnější práci musí splňovat určité požadavky.

Vedení by mělo mít vysokou statickou a dynamickou tuhost, pro zvýšení životnosti by se měl zvolit vhodný materiál nebo tepelné zpracování. Dalším požadavkem je co nejlepší jakost povrchů a vhodné mazání, které vede ke snížení tření a tím i opotřebení, a zajištění pomocí vhodných krycích prvků, aby nedošlo ke vniku nečistot do mechanismu. Musí mít jeden stupeň volnosti a za všech okolností zaručit vedení pohybujících se částí. Je vhodné, aby mělo co nejjednodušší tvar s co nejmenším počtem ploch, což povede ke snadné výrobě a tím i snazšímu splnění předchozích požadavků.

V oblasti CNC obráběcích strojů se nejčastěji používají vedení valivé (obrázek 4.18), kluzné (obrázek 4.19), aerostatické případně jejich kombinace. [1], [3], [4]



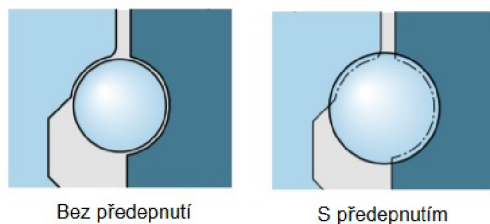
Obrázek 4.18: Valivé vedení [27]



Obrázek 4.19: Kluzné vedení [27]

4.2.1. Vedení valivé

V současné době nejrozšířenější variantou vedení, je vedení valivé, obzvláště u přesnějších strojů. Důvodem je menší součinitel tření, což má za velký vliv na odstranění trhavých pohybů při malých rychlostech. Princip spočívá v přenosu pohybu přes valivé elementy, kterými mohou být kuličky, válečky nebo jehly. Další výhodou je možnost předpětí, toho lze dosáhnout např. použitím větších valivých elementů (obrázek 4.20) než je prostor, ve kterém kolují. [4]



Obrázek 4.20: Předpětí [32]

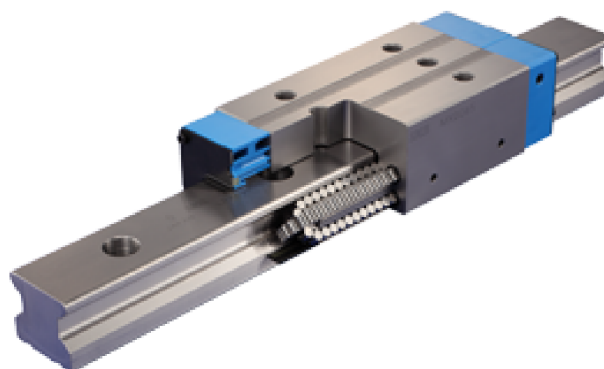
4. ROZBOR KONSTRUKCE LINEÁRNÍ OSY

Jednou z variant provedení valivého vedení, je vedení s omezenou délkou zdvihu (obrázek 4.21 vlevo), zdvih je omezen, protože klec s valivými prvky, koná zdvih roven pouze polovině pracovního zdvihu. Toto vedení se dále dělí na otevřené, které zachycuje pouze axiální síly a uzavřené, které je vždy předepnuté a schopno omezeně přenášet libovolné zatížení.

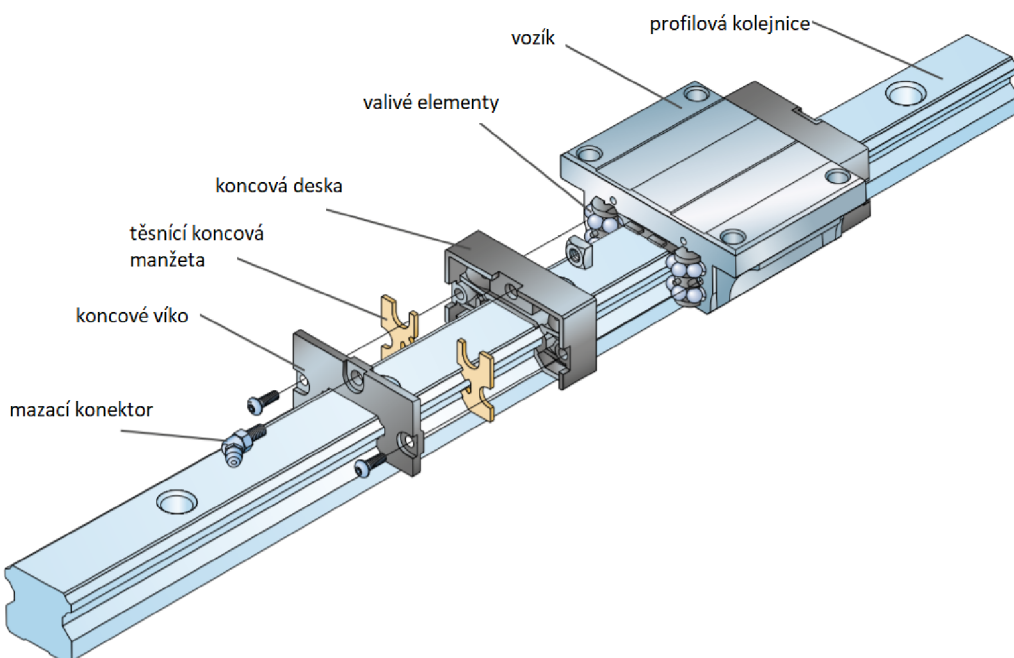
Další, častěji používané, je provedení s neomezenou délkou profilového vedení (obrázek 4.22 vpravo), výhodou je vysoká přesnost polohování, bezvůlový chod, jednoduchá instalace, přenos vysokých zatížení a rychlostí. Jeho princip spočívá v obíhání konečného počtu valivých elementů po profilu kolejnice. Pro jejich lepší chod jsou jednotlivé valivé elementy uloženy v kleci, která omezuje jejich pohyb. Kolejnice se upevňují opřením o referenční hranu. Konstrukce takového vedení je vyobrazena na obrázku 4.23. [1], [4]



Obrázek 4.21: Valivé vedení [30]



Obrázek 4.22: Kluzné vedení [31]



Obrázek 4.23: Profilové valivé vedení [32]

4.2. VEDENÍ

4.2.2. Vedení kluzné

U kluzných vedení se pohyb nepřenáší přes valivé elementy jako v případě vedení valivého, vodící plochy kolejnice a vozíku jsou v přímém kontaktu. Z toho plynou nevýhody, jako větší součinitel tření a nutnost mezi tyto plochy přivádět mazivo. Podle toho, jak je přiváděn olej mezi pohyblivé části, dělíme kluzná vedení na hydrostatická a hydrodynamická.

U hydrostatických je mazací olej přiváděn mezi pohyblivé části a vytvoří tenký mazací film až při pohybu. Důležitým hlediskem u těchto vedení je vhodná volba vodících ploch, jejich odolnost proti opotřebení závisí především na chemickém složení, fyzikálně-mechanických vlastnostech, materiálu a drsnosti povrchu kluzných ploch. Nestačí pouze zvolit co nejtvrďší materiál, protože se často odírá rychleji než materiál měkčí. Nejčastěji se materiál volí tak, že pro delší a důležitější plochu volí materiál tvrdší např. u lože soustruhu, protože zde narozdíl od suportu dochází k nerovnoměrnému opotřebení. Pro tyto plochy se nejvíce využívá šedá litina, ocel a umělá hmota.

Vedení hydrostatická (obrázek 4.24), fungují na principu dodávky tlakového oleje, mezi vodící plochy vedení. Z toho plyne, že je zde tření malé i při nulové rychlosti, či rozjezdu a není potřeba pohybu, pro vytvoření mazacího filmu. Předností je velmi malý součinitel tření v klidu i za pohybu, prakticky žádné opotřebení, delší životnost, přesnější polohování lineárních os, vysoká tuhost a vysoká tlumící schopnost v kolmém směru na vodící plochy. Mezi nevýhody patří nutnost, aby byla tloušťka filmu všude stejná, nutnost čerpadla a složitější konstrukce. Otevřená hydrostatická vedení pracují na principu regulace pomocí škrťacího ventilu, který zvyšuje, nebo snižuje tlak dodávaného oleje, v závislosti na zatížení. Jsou vhodná tehdy, když je pohyblivá část vedení zatížena relativně rovnoměrně. Hydrostatická vedení uzavřená využívají dvě jednotky, do kterých je přiváděn tlakový olej, každá působí na odpovídající plochu určitou silou, výslednice těchto sil je pak v rovnováze s vnějším zatížením. [33], [1], [4]



Obrázek 4.24: Hydrostatické vedení [33]

4.2.3. Vedení kombinované

Kombinací jednotlivých již zmíněných variant vedení, lze dosáhnout dalších možností. Mezi ně patří kluzně-valivé, které se používá tam, kde je potřeba utlumit kmitání od zatížení řezného procesu a zároveň nezvyšovat zatížení spodních a bočních lišt od klopného momentu. Další možnou kombinací je vedení valivě hydrostatické. [1], [4]

4.2.4. Vedení aerostatické

Zde si místo kapaliny využívá stlačený vzduch. Vzduchové uložení vykazuje menší tuhost než vedení hydrostatické, z tohoto důvodu se využívá pouze u menších, přesných, převážně měřicích strojů. Umožňuje korigovat vůli uložení, pomocí korigování tlaku přiváděného vzduchu. Hlavní předností je čistota prostředí, také odpadá potřeba zpětného odvodu vzduchu. [1], [4]

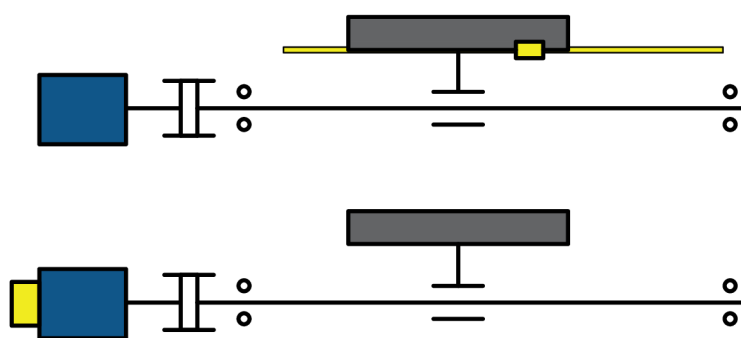
4.3. Odměřování polohy

Jednou z nejdůležitějších součástí, zvyšující kvalitu a přesnost polohování jsou snímače polohy. Jeho základním parametrem je velikost základního inkrementu, což je jeho nejmenší rozlišitelná délka.

4.3.1. Způsoby snímání polohy

Základní způsob, jak můžeme rozdělit odměřování polohy, je jak danou polohu snímáme. U přímého je posuvové pravítko v přímém kontaktu s jezdcem, který je pevně umístěn na pohybující se části posuvové soustavy.

Nepřímé odměřování využívá princip sledování natočení kuličkového šroubu a následný přepočítání na souřadnici. Toho se dá dosáhnout buď externím snímačem, který je napojen na konec kuličkového šroubu, nebo je jím už daný elektromotor vybaven. Rozdíl mezi těmito způsoby ilustruje obrázek 4.25. [1]



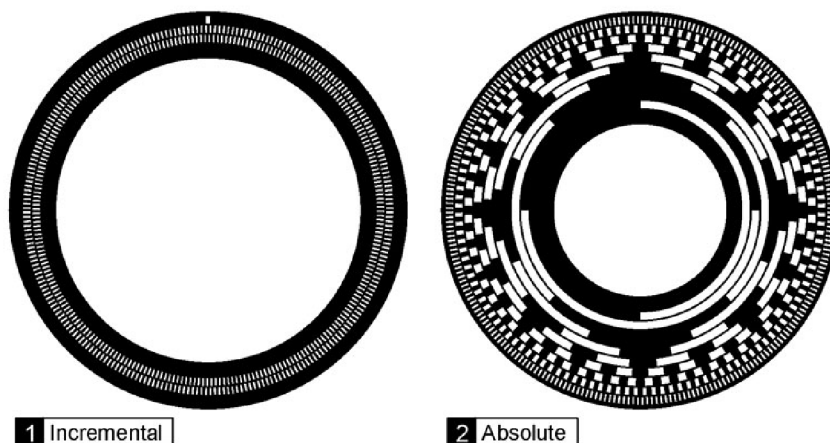
Obrázek 4.25: Přímé (horní) a nepřímé (spodní) měření

4.3. ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

4.3.2. Druh získané informace

Informaci získanou ze snímače polohy, můžeme rozdělit na informaci inkrementální a absolutní. Inkrementální snímače mají snímací pravítko nebo kotouč rozdělené na stejně velké inkrementy, při pohybu snímače po snímané části, získá informaci pouze jako přírůstek. Z tohoto důvodu musí mít snímaná část i referenční bod, do kterého při každém spuštění, musí stroj najet.

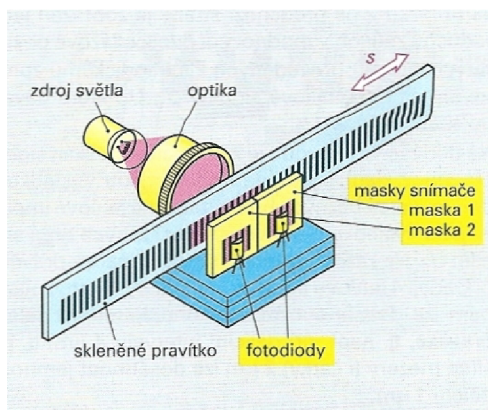
U absolutních snímačů je každá oblast snímané oblasti jedinečná a není potřeba referenční bod, protože stroj při spuštění přesně ví, kde se nachází. [1]



Obrázek 4.26: Kotouč inkrementálního (vlevo) a absolutního (vpravo) snímače [37]

4.3.3. Druh odměřovacího signálu

Druh odměřovacího signálu dělíme na fotoelektrický, u kterého princip spočívá v prosvěcování jemného rastru a snímáním propuštěného světla (obrázek 4.27), magnetický, který pracuje na principu snímání změny polarizace magnetického pole vyvozené magnetickým pravítkem, na kterém se střídá jižní a severní pól (obrázek 4.28). A indukční vyvinutý na počátcích NC techniky, nejjednodušším příkladem je revolver a indukčosyn, využití je především u profilových valivých vedení. [1]



Obrázek 4.27: Princip fotoelektrického odměřování [1]



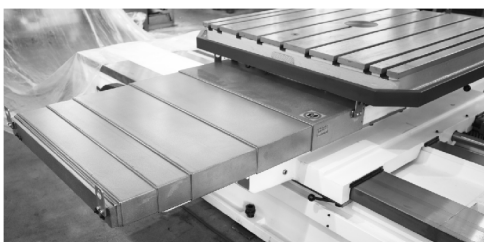
Obrázek 4.28: Magnetický snímač [36]

4.4. Ochrana vedení a přívod medií

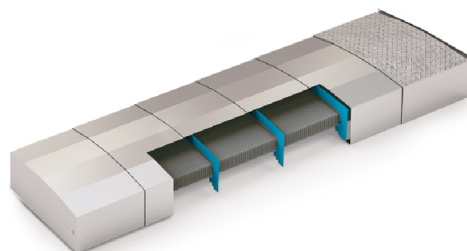
Hlavním účelem ochrany vedení je zamezení vniku nečistot, řezné kapaliny a třísek vzniklých při obrábění na přesné vodící plochy obráběcích strojů. Další funkcí je zamezení přístupů obsluhy stroje k místům, kde by mohlo dojít k úrazu.

4.4.1. Teleskopický kryt

Prvním typem jsou jednoosé teleskopické kryty (obrázek 4.29), ty patří mezi nejběžnější druh krytování. Mezi nevýhody patří vysoká hmotnost a vznik trhavých pohybů. U nízkých rychlostí se tyto trhavé pohyby tlumí samovolně vlivem třecích sil. Pro vyšší rychlosti musí být kryt vybaven tlumiči nebo rozvíracím nůžkovým mechanismem, pomocí kterého jsou díly krytu rozvírány rovnoměrně a nedochází tak k jejich vzájemným střetům. Pro náročnější aplikace se dá využít i kombinace teleskopického krytu a skládacího měchu (obrázek 4.30). [39], [40]



Obrázek 4.29: Teleskopický kryt [41]



Obrázek 4.30: Kombinovaný teleskopický kryt [38]

4.4.2. Skládací měch

Další možnost je použití skládacího měchu, ten se využívá předem kvůli svojí nízké hmotnosti, tím je vhodný u vyšších posuvových rychlostí a zrychlení pohyblivých částí stroje. Vyrábí se z umělých tkanin nebo pryže, častou kombinací je použití kevlarových vláken pro měch a PVC pro nosné rámečky sloužící k udržení ve stálém pevném tvaru. Výrobci nabízejí u měchů širokou škálu různých tvarů a materiálů (obrázek 4.31). [39]



Obrázek 4.31: Skládací měchy [43]

4.5. MAZÁNÍ

4.4.3. Rolety

Rolety jsou plastem chráněné, tkaninové pásy navíjené na cívku určené pro vysoké rychlosti, další výhodou je jednoduchá instalace a prostorová nenáročnost. (Obrázek 4.32) [39], [52]



Obrázek 4.32: Rolety [52]

4.4.4. Energetický řetěz

Každá pohyblivá část stroje potřebuje přívod určitých medií, tím nemusí být pouze elektřina, ale i přívod mazání, tlakového vzduchu a hydrauliky. Aby si tyto přívody vzájemně nepřekáželi jsou uspořádány do energetického řetězu (obrázek 4.33). Při výběru mezi hlavní parametry patří zdvih, zástavbové rozměry a poloměr ohybu. [44]

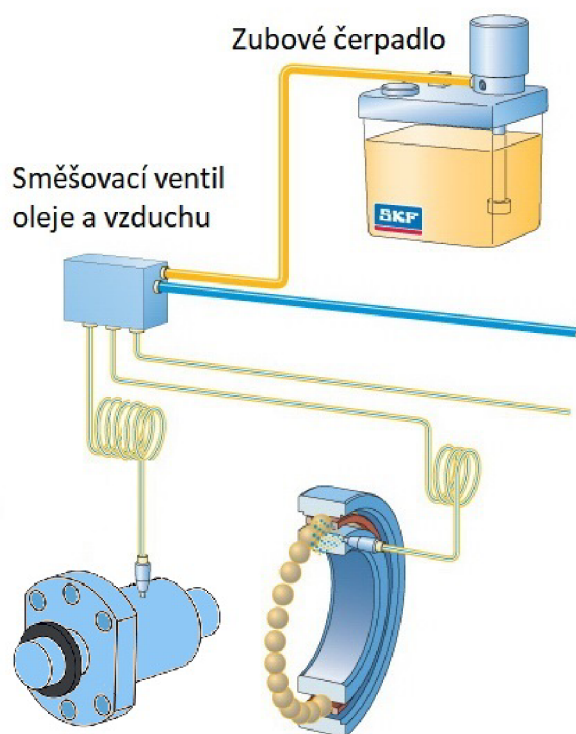


Obrázek 4.33: Energetický řetěz [44]

4.5. Mazání

Správnou volbou a způsobu dodávky mazání do lineární posuvové soustavy, lze dosáhnout značného snížení třecích odporů, a tím i snížení energetických ztrát, opotřebení kluzných ploch a prodlužuje tak dobu životnosti celého stroje a přesnost obrábění. Nejdůležitějšími částmi pro mazání u lineárních os jsou především ložiska v domečcích kuličkových šroubů a matice kuličkového šroubu (obrázek 4.34). Základní požadavek na mazací oleje je dobrá mazací schopnost, odolnost proti stárnutí a chemickým změnám, malý sklon k pění a necitlivost vůči vysokým teplotám. [51], [1]

4. ROZBOR KONSTRUKCE LINEÁRNÍ OSY

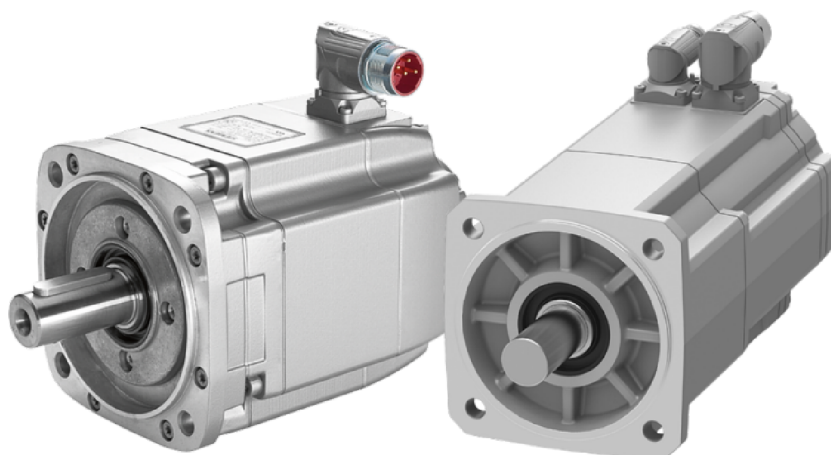


Obrázek 4.34: Příklad mazacího okruhu [51]

4.6. Pohon osy

4.6.1. Rotační servomotory

Jde o nejpoužívanější druh motoru používaný pro pohon lineárních os u obráběcích strojů. Hlavním důvodem je, že poskytují přesnou zpětnou vazbu o natočení hřídele, která se získává zabudovaným absolutním nebo inkrementálním enkodérem, či resolverem. Další výhodou je vysoký točivý moment, velké zrychlení, možnost motor přetěžovat. Nevýhodou je vyšší finanční náročnost, kvůli složitější konstrukci a nutnost chlazení při přetěžování. (Obrázek 4.35) [46], [1]



Obrázek 4.35: Servomotor [46]

4.6.2. Krokové motory

Další možností je použití krokového motoru (obrázek 4.36), který má jednodušší konstrukci a tím i nižší cenu. Používají se především pro aplikace s menšími rychlostmi a momenty. Přesnost je dána především počtem kroků na jednu otáčku hřídele motoru. Mezi nevýhody patří nemožnost ho přetěžovat a vznik vibrací a poklesu momentu při vysokých otáčkách. [45]



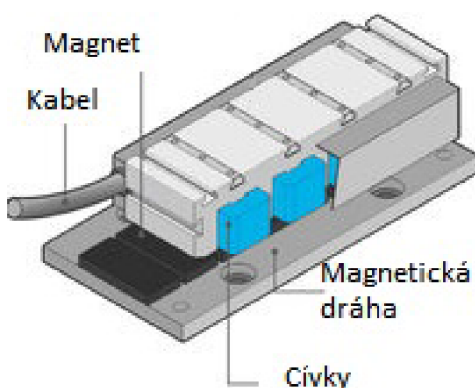
Obrázek 4.36: Krokové motory [45]

4.6.3. Lineární motory

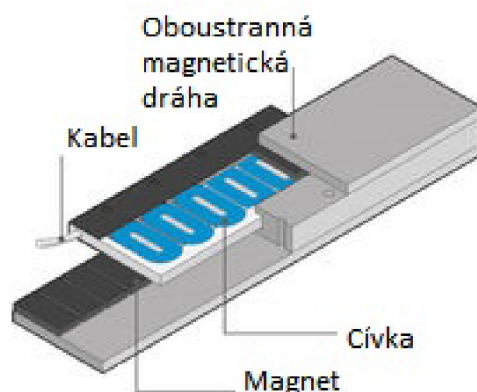
Jedná se o speciální druh bezkartáčového synchronního servomotoru. Princip vychází z rotačního motoru rozvinutého do roviny. Působením elektromagnetických sil mezi cívkou a permanentními magnety se elektrická energie mění na lineární mechanickou energii. Jelikož lineární motory produkují velkou sílu při malých rychlostech nebo dokonce v klidu, nejsou na rozdíl od tradičních pohonů jeho rozměry dány výkonem, ale čistě silou. Lineární motory jsou často označovány jako pohony přímé, protože umožňují lineární pohyb a posuvové realizovat přímo.

Lineární motory s železným jádrem (obrázek 4.37) poskytují extrémně vysokou nepřetržitou sílu, která dosahuje až 6000 N. Tato energie přichází v překvapivě kompaktním provedení. Umožňují i řazení více motorů společně, a to buď do série nebo paralelně.

Lineární motory bez železného jádra (obrázek 4.38) mají nižší hmotnost, vynikající přesnost a extrémní dynamickou rychlost, zrychlení a zpomalení. Mohou dosáhnout síly až 4200 N. [47]



Obrázek 4.37: Motor s železným jádrem [47]



Obrázek 4.38: Motor bez železného jádra [47]

5. Konstrukční návrh

5.1. ČKD SKD 80

Tento stroj 5.1 patří mezi největší z řady svislých soustruhů s pevným portálem společnosti TOS KUŘIM. Jedná se o dvoustojanový karusel s otočnou upínací deskou pro obrobky s hmotností až 320 tun. Je vybaven W osou, která zajišťuje vertikální pohyb příčnicku. Tato osa slouží především pro dosažení maximální tuhosti pro dané velikosti obrobků a pro jejich bezpečné naložení a vyložení. Při obrábění se tato osa zpevní a dále se s ní už nepohybuje. Během procesu obrábění je vertikální pohyb řešen osou Z, což je výsuv smykadla. Poslední osou je horizontální pohyb smykadla po příčnicku, její konstrukční návrh bude náplní této práce. Tento stroj nachází uplatnění v těžkém průmyslu pro hrubování, ale i pro přesné obrábění rozměrných obrobků, který jsou části větrných elektráren, nebo součásti vodních a parních turbín. [9]



Obrázek 5.1: ČKD SKD 80 [9]

Tabulka 5.1: Parametry stroje ČKD SKD 80 [9]

Parametr	Hodnota
Řezná síla	100 kN
Hmotnost obrobku	320 000 kg
Průměr upínací desky	8000 mm
Průměr obrábění	10 000 mm
Výška obrábění	6 000 mm
Otáčky upínací desky	25 min ⁻¹
Průřez smykadla	400 × 400 mm
Zdvih příčnicku	4 800 mm
Vertikální výsuv smykadla	3 200 mm

5.2. Možnosti provedení lineární osy

Na základě systémového rozboru bylo navrženo několik variant. Použití lineárních motorů není možné z důvodu malé posuvové síly. Pohon pomocí šneku a šnekového hřebenu byl rovněž zamítnut, z důvodu potřeby vysokých posuvových rychlostí, kterých šnek není schopen dosáhnout. Proto budou v této kapitole uvedeny pouze varianty pohonu kuličkovým šroubem a pastorku s hřebenem.

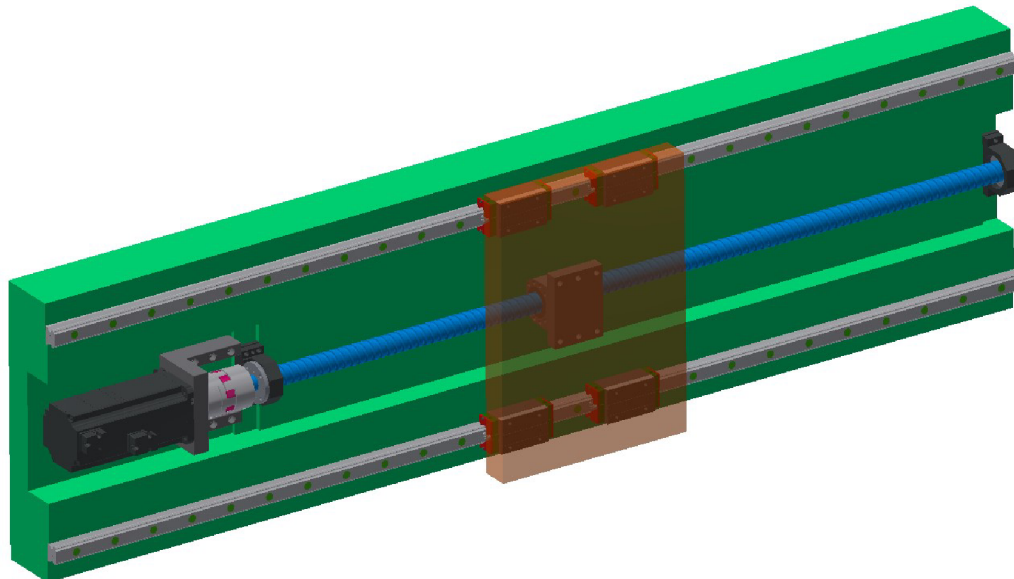
Součástí těchto variant je i použití valivého nebo kluzného vedení. Po výpočtech pohonů bude následovat výpočet tohoto vedení a bude rozhodnuto, které bude konečné.

Obrázky jednotlivých variant jsou pouze ilustrační a neobsahují reálné rozměry. U kuličkového šroubu také budou pravděpodobně potřeba podpěry redukující velikosti průhybu, což na obrázcích také ilustrováno není. Pro vytvoření 3D modelu je použit software Autodesk Inventor 2019. Zelenou barvou je znázorněn příčnick, modrou způsob náhonu, červenou suport a motor s ložiskovými domečky černou.

Pro varianty budou provedeny výpočty, posléze vyhodnoceny vhodnými kritérii a zvolí se optimální varianta, pro kterou bude provedena výkresová dokumentace a 3D model.

5.2.1. Varianta 1

Jedná se o způsob náhonu kuličkovým šroubem (Obrázek 5.2), který je oboustranně uložen v ložiskových domečkách upevněných na příčnicku. Motor je přidělaný na příčnicku pomocí uchycovacího členu a spojen s kuličkovým šroubem pružnou spojkou. Na matici kuličkového šroubu je přišroubován další člen, který slouží pro spojení se suportem. Součástí jsou i kolejnice, po kterých se pohybují dvě dvojice vozíku opět spojené se suportem.

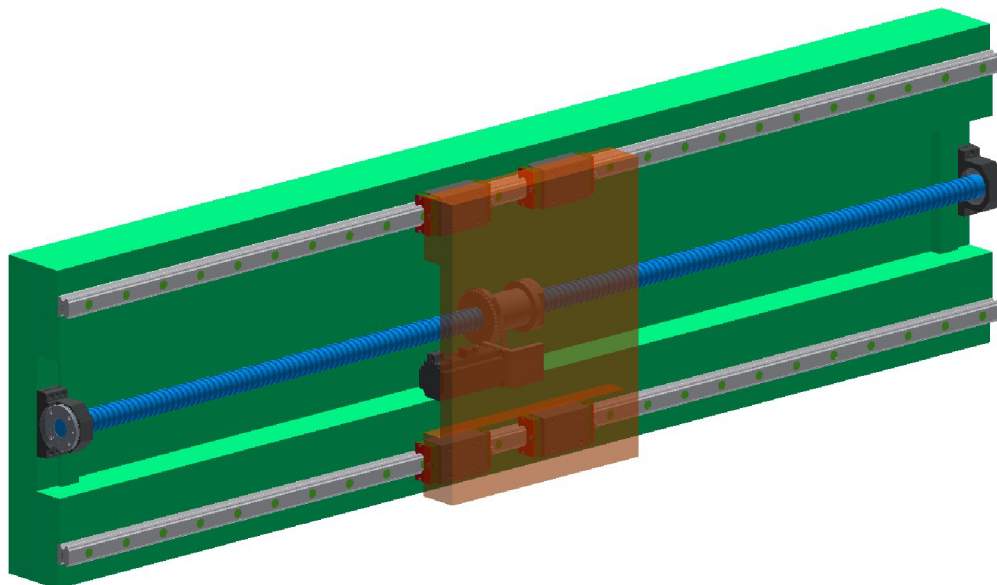


Obrázek 5.2: Varianta 1

5.2.2. Varianta 2

Druhá varianta (Obrázek 5.3) je s pevně uloženým, neotočným kuličkovým šroubem a otočně poháněnou maticí. Matice je poháněna nepřímo pomocí řemenového převodu. Vý-

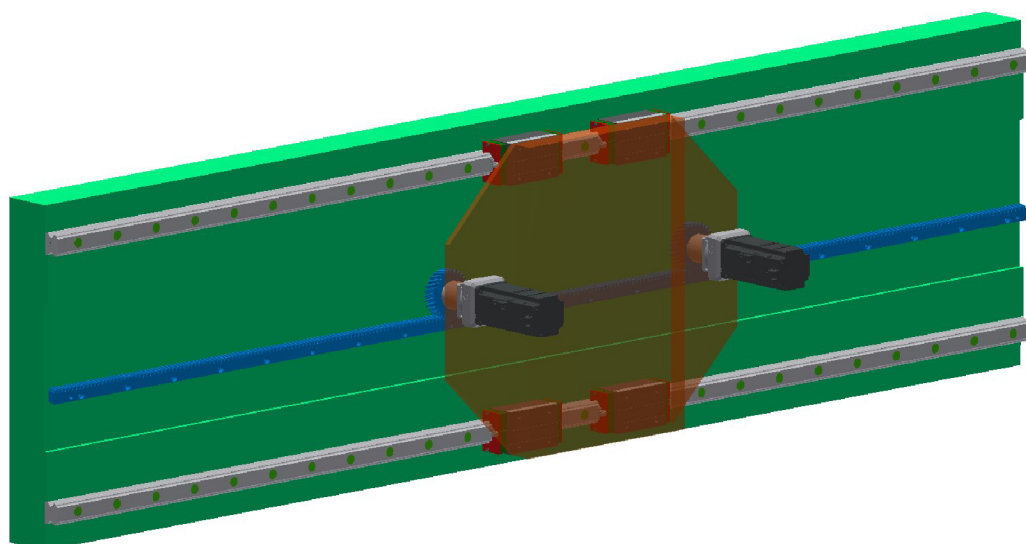
hodou oproti předchozí variantě je možnost většího zdvihu o délku uložení motoru a spojky. Mezi nevýhody patří zvýšení momentu setrvačnosti posuvných hmot o hmotnost motoru, jeho uložení a řemenice.



Obrázek 5.3: Varianta 2

5.2.3. Varianta 3

Zde (Obrázek 5.4) je již využit pohon pomocí hřebenu a dvojicí ozubených pastorků s vymezením vůle metodou Master - Slave. Motory jsou s převodovkami upevněny na suportu. Výhodou oproti kuličkovému šroubu je větší tuhost a teoreticky neomezená délka zdvihu, která je u kuličkových šroubů limitována především průhybem šroubu.

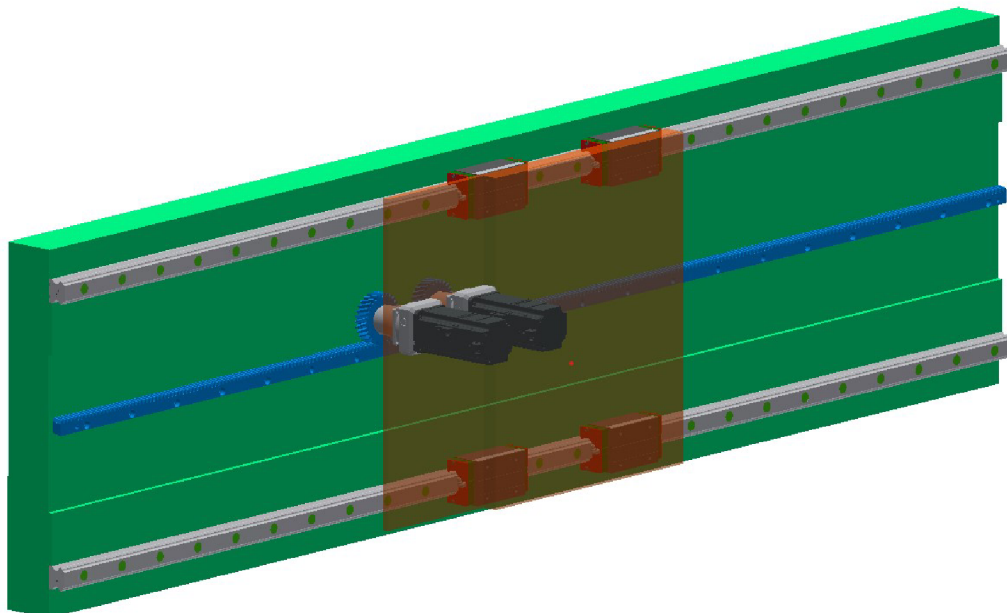


Obrázek 5.4: Varianta 3

5.3. VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU VARIANTY 1.

5.2.4. Varianta 4

Tato varianta (Obrázek 5.5) je principiálně stejná s předchozí variantou, liší se v pozici uložení pohonů. Motory, převodovky a pastorky, jsou uloženy na stejné straně od vřeteníku. Toto řešení se vyskytuje například u stroje SKD společnosti ČKD BLANSKO. Používá se u velkých karuselů, u kterých se většinu času vřeteník nachází jen v jedné z polovin pracovního zdvihu na příčnicku.



Obrázek 5.5: Varianta 4

5.3. Výpočet kuličkového šroubu varianty 1.

Při návrhu pohonu lineárních os pro těžké obráběcí stroje je potřeba brát ohled na několik věcí. První je průhyb hřídele při maximálních dovolených otáčkách. Kmitání hřídele způsobené průhybem negativně ovlivňuje chod šroubu a polohování, v krajním případě dochází i k poškození.

Dále je potřeba ověřit, zda zvolený kuličkový šroub nepracuje v oblastech kritických otáček. Ty závisí na délce a průměru hřídele a uložení konců. Z kritických otáček se následně stanovují maximální hodnoty otáček šroubu, které je schopná konstrukce KŠM přenést. Následuje kontrola na vzpěrnou tuhost, kuličkový šroub může být axiálně zatížen pouze do té míry, aby nedošlo k jeho deformaci. Dalším krokem je určení životnosti šroubu, která závisí na spektru jeho zatížení v čase, plynulosti chodu, čistotě prostředí, dostatečném mazání, vibracích a rázech a na mnoha dalších faktorech. Vzorce pro výpočet již zmíněných parametrů jsou specifikovány výrobcem. Společnosti THK, KSK, či HIWIN mají tyto vzorce ve svých katalozích uvedeny, a ačkoli se některé vzorce liší v použitých veličinách a koeficientech, jsou ekvivalentní a vycházejí podobně.

Zadané hodnoty jsou specifikovány v tabulce 5.2, z těchto hodnot se bude vycházet jak pro výpočet kuličkového šroubu, tak pastorku s hřebenem.

Tabulka 5.2: Zadané hodnoty parametrů

Parametr	Symbol	Hodnota
Řezná síla	F_c	100 kN
Hmotnost přesouvaných hmot	m_p	5000 Kg
Délka zdvihu	l_z	10 m
Rychlost rychloposuvu	v_r	$30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
Zrychlení	a	$2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
Čas rozběhu	t_r	2 s
Požadovaná životnost	L	20 000 h

5.3.1. Volba kuličkového šroubu

Základním parametrem kuličkového šroubu, je jeho jmenovitý průměr a stoupání. Prvním krokem je určení maximálních otáček, kterých bude šroub dosahovat. Ty se vyskytují při použití rychloposuvu, jehož rychlost je podle zadání $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Použitím vzorce 5.1, získáme hodnoty jednotlivých maximálních otáček pro daná stoupání v tabulce 5.3.

- **Otáčky při rychloposuvu:**

$$n = \frac{v_r \cdot 1000}{p} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (5.1)$$

Tabulka 5.3: Závislost potřebných otáček na závitě šroubu

Stoupání [mm]	Otáčky [min^{-1}]
20	1500
24	1250
32	937,5

Když známe maximální otáčky, kterých bude šroub dosahovat, nalezneme kritické otáčky, ve kterých už šroub s daným průměrem nemůže pracovat. Jelikož je délka zdvihu 10 m a kuličkový šroub bude uložen horizontálně je prakticky nemožné dosáhnout vysokých otáček bez použití podpor. Použitím podpor se sníží velikost nepodepřené části a je možno dosáhnout vyšších otáček.

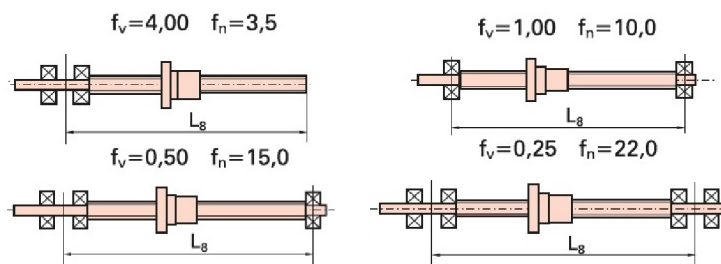
Pro výpočet je také potřeba znát součinitel uložení f_n (obrázek 5.6), ten udává výrobce a je závislý na způsobu uložení kuličkového šroubu. V tomto případě se jedná o axiálně radiální uložení u poháněné části a radiální uložení u nepoháněné části. Hodnoty maximálních dovolených otáček jsou vypočítány podle vzorce 5.2 udaným výrobcem, a jsou zaznamenány do tabulky 5.4.

- **Maximální dovolené otáčky:**

$$n_{kr} = \frac{0,8 \cdot 10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{1000 \cdot l_z^2} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (5.2)$$

Na základě těchto výpočtů volím vysoceúnosný kuličkový šroub K125x24 s maticí typu AP se dvěma podporami. Parametry tohoto šroubu jsou uvedeny v Tab. 5.5.

5.3. VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU VARIANTY 1.



Obrázek 5.6: Koeficienty uložení [53]

Tabulka 5.4: Závislost maximálních dovolených otáček [min^{-1}] na jmenovitém průměru

Jmenovitý průměr [mm]	Bez podpěr	1 podpěra	2 podpěry	3 podpěry
63	76	302	694	1210
80	96	384	882	1536
100	120	480	1102	1920
125	150	600	1377	2400

Tabulka 5.5: Parametry kuličkového šroubu [53]

Parametr	Symbol	Hodnota
Jmenovitý průměr	d_0	125 mm
Malý průměr závitu	d_m	117,063 mm
Stoupání	p	24 mm
Průměr kuliček	d_w	15,875 mm
Délka matice	l_{m2}	245 mm
Základní statická únosnost	C_0	2000 kN
Základní dynamická únosnost	C_a	520 kN
Počet nosných závitů	i	6

5.3.2. Kontrola kuličkového šroubu

Dalším krokem je kontrola kuličkového šroubu na průhyb, maximální otáčky, vzpěrnou tuhost a trvanlivost.

Kontrola průhybu [2]

- Délka nepodepřené části kuličkového šroubu bez podpor:

$$l_n = l_z + \frac{l_{m2}}{1000} = 10 + \frac{245}{1000} = 10,245m \quad (5.3)$$

- Délka nepodepřené části kuličkového šroubu se dvěma podporami:

$$l_{2n} = \frac{l_n}{3} = \frac{10,245}{3} = 3,415m \quad (5.4)$$

- **Hmotnost nepodepřené části kuličkového šroubu:**

$$m_s = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot l_{2n} \cdot \rho_o}{4 \cdot 1000^2} = \frac{\pi \cdot 125^2 \cdot 3,415 \cdot 7850}{4 \cdot 1000^2} = 329 \text{kg} \quad (5.5)$$

- **Tuhost nepodepřené části kuličkového šroubu:**

$$R_s = \frac{\pi \cdot d_m^2 \cdot E_o}{4 \cdot l_{2n} \cdot 1000^2} = \frac{\pi \cdot 117,063^2 \cdot 210000}{4 \cdot 3,415 \cdot 1000^2} = 662 \text{N} \cdot \mu\text{m} \quad (5.6)$$

- **Frekvence kmitání nepodepřené části kuličkového šroubu:**

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{R_s}{m_s}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{662}{329}} = 0,226 \text{Hz} \quad (5.7)$$

- **Dovolený průhyb:**

$$y = \sqrt{\frac{15,8}{f}} = \sqrt{\frac{15,8}{0,226}} = 8,4 \mu\text{m} \quad (5.8)$$

- **Skutečný průhyb:**

$$y_s = \frac{900 \cdot 9,81}{\pi^2 \cdot n_{maxr}^2} = \frac{900 \cdot 9,81}{\pi^2 \cdot 1250^2} = 0,00057 \mu\text{m} \quad (5.9)$$

Skutečný průhyb je menší než průhyb dovolený, je to především kvůli použití dvou podpor. Z tohoto hlediska kuličkový šroub vyhovuje.

Kontrola maximálních otáček [53]

Pro tuto kontrolu je potřeba znát spektrum zatěžování, ve kterém bude výsledný stroj pracovat. Zatěžovací spektrum je po konzultaci s vedoucím viz Tab 5.6. Pro výpočet kuličkového šroubu a později i pastorku s hřebenem, jsou podstatné především X-ové složky síly. Síly působící v ose Y a Z, budou použity u výpočtu vedení.

Tabulka 5.6: Zatěžovací spektrum

	Síla			Posuv	Otáčky	Čas
	F_{xi} [kN]	F_{yi} [kN]	F_{zi} [kN]	v_i [m·min ⁻¹]	n_i [min ⁻¹]	q_i [%]
Soustružení	20	50	15	13	542	45
Frézování	14	20	3	13	542	25
Vrtání	0	0	20	7	292	7
Vyvrátávání	2	15	1	6	250	5
Broušení	2	12,5	0	10	417	4
Rychloposuv	10	10	10	30	1250	14

5.3. VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU VARIANTY 1.

- **Střední otáčky:**

$$n_m = \frac{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + q_3 \cdot n_3 + q_4 \cdot n_4 + q_5 \cdot n_5 + q_6 \cdot n_6}{100} = \quad (5.10)$$

$$= \frac{45 \cdot 542 + 25 \cdot 542 + 7 \cdot 292 + 5 \cdot 250 + 4 \cdot 417 + 14 \cdot 1250}{100} = 604 \text{min}^{-1}$$

- **Předepínací síla:**

$$F_v = \frac{F_{x1}}{2,83} = \frac{20000}{2,83} = 7067N \quad (5.11)$$

- **Střední vnitřní axiální zatížení:**

$$F_{ma} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^6 \frac{F_{xi}^3 \cdot n_i \cdot q_i}{n_m \cdot 100}} = 16052N \quad (5.12)$$

- **Kritické otáčky:**

$$n_{kr} = \frac{10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{(1000 \cdot l_{2n})^2} = \frac{10^7 \cdot 15 \cdot 125}{(1000 \cdot 3,415)^2} = 1608 \text{min}^{-1} \quad (5.13)$$

- **Maximální dovolené otáčky:**

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 1608 = 1286 \text{min}^{-1} \quad (5.14)$$

- **Maximální otáčky vyvozeny rychloposuvem:**

$$n_{maxr} = \frac{v_r \cdot 1000}{p} = \frac{30 \cdot 1000}{24} = 1250 \text{min}^{-1} \quad (5.15)$$

Maximální dovolené otáčky jsou větší než skutečné, kterých je dosaženo rychloposuvem. V tomto ohledu kuličkový šroub opět vyhovuje.

Kontrola vzpěrné tuhosti [53]

- **Vnitřní axiální zatížení:**

$$F_a = F_v \cdot \left(1 + \frac{F_{x1}}{2,83 \cdot F_v}\right)^{\frac{3}{2}} = 7067 \cdot \left(1 + \frac{20000}{2,83 \cdot 7067}\right)^{\frac{3}{2}} = 19989N \quad (5.16)$$

- **Kritická zatěžující axiální síla:**

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot (l_{2n} \cdot 1000)^2} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 125^4}{0,5 \cdot (3,415 \cdot 1000)^2} = 649095N \quad (5.17)$$

- **Maximální dovolené axiální zatížení:**

$$F_{amax} = 0,33 \cdot F_{kr} = 0,33 \cdot 649095 = 214201N \quad (5.18)$$

Dovolené axiální zatížení je větší než skutečné. Kuličkový šroub vyhovuje.

Kontrola trvanlivosti [53]

- **Trvanlivost v otáčkách:**

$$L_1 = \left(\frac{C_a \cdot 1000 \cdot f_m}{F_{ma}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{520 \cdot 1000 \cdot 1,25}{16052} \right)^3 \cdot 10^6 = 6,6 \cdot 10^{10} \text{ot} \quad (5.19)$$

kde f_m je koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu

- **Trvanlivost v hodinách:**

$$L_h = \frac{L_1}{n_m \cdot 60} = \frac{6,6 \cdot 10^{10}}{604 \cdot 60} = 1,8 \cdot 10^6 h \quad (5.20)$$

Zadaná trvanlivost je 20000h, což je několikanásobně méně než vypočteno, proto šroub vyhovuje. Všechny kontrolované parametry bylo dosaženo, takže je kuličkový šroub ponechán a následuje výpočet pohonu.

5.3.3. Návrh pohonu

Statické hledisko [1]

Výpočet momentu podle statického hlediska závisí především na největší zatěžující síle, což je v tomto případě síla vznikající při hrubování.

Parametr	Symbol	Hodnota
Účinnost vedení	η_v	0,98
Účinnost KŠM	η_s	0,92
Účinnost ložiska	η_L	0,92
Účinnost převodovky	η_p	0,97
Účinnost vloženého převodu	η_1	1
Převodový poměr převodovky	i_p	3
Převodový poměr převodu	i_1	1

- **Celková účinnost:**

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L \cdot \eta_p \cdot \eta_1 = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,92 \cdot 0,97 \cdot 1 = 0,805 \quad (5.21)$$

- **Potřebný statický moment motoru:**

$$M_{ms} = \frac{F_2 \cdot p}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} = \frac{20000 \cdot 24}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,805} = 32Nm \quad (5.22)$$

5.3. VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU VARIANTY 1.

Kinematické hledisko [1]

- **Otáčky motoru:**

$$n_{mot} = \frac{v_r \cdot 1000 \cdot i_p \cdot i_1}{p} = \frac{30 \cdot 1000 \cdot 3 \cdot 1}{24} = 3750 \text{min}^{-1} \quad (5.23)$$

- **Úhlové zrychlení šroubu:**

$$\varepsilon_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mot}}{t_r \cdot 60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3750}{2 \cdot 60} = 196 \text{rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.24)$$

- **Úhlové zrychlení motoru:**

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i_p \cdot i_1 = 196 \cdot 3 \cdot 1 = 589 \text{rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.25)$$

Dynamické hledisko [1]

Parametr	Symbol	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	0,0105 kg · m ²
Moment setrvačnosti převodovky	J_p	$7,54 \cdot 10^{-4}$ kg · m ²
Moment setrvačnosti spojky	J_{sp}	0,002 kg · m ²
Součinitel tření ve vodících plochách	f_1	0,005
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM	f_2	0,003

- **Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:**

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho_o \cdot l_n \cdot \left(\frac{d_m}{2 \cdot 1000} \right)^4 = \quad (5.26)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 10,245 \cdot \left(\frac{117,063}{2 \cdot 1000} \right)^4 = 1,483 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Moment setrvačnosti posuvných hmot redukováných do osy:**

$$J_m = m_p \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot 1000 \cdot \pi} \right)^2 = 5000 \cdot \left(\frac{24}{2 \cdot 1000 \cdot \pi} \right)^2 = 0,073 \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5.27)$$

- **Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:**

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_p + \frac{J_{sp}}{i_p^2} + \frac{J_s}{i_p^2} + \frac{J_m}{i_p^2} = \quad (5.28)$$

$$= 0,0105 + 7,54 \cdot 10^{-4} + \frac{0,002}{3^2} + \frac{1,483}{3^2} + \frac{0,073}{3^2} = 0,184 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Moment pasivních odporů:**

$$M_{GT} = \frac{m_p \cdot g \cdot f_1 \cdot p}{2 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 24}{2 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1} = 0,322 Nm \quad (5.29)$$

- **Moment kuličkového šroubu**

$$M_{KSM} = \frac{F_v \cdot p}{2 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \cdot \left(1 - \eta_s^2\right) + \frac{0,5 \cdot g \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot d_0}{i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \cdot 1000} = \quad (5.30)$$

$$= \frac{7067 \cdot 24}{2 \cdot 1000 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1} \cdot \left(1 - 0,92^2\right) + \frac{0,5 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,003 \cdot 125}{1 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 1000} =$$

$$= 1,472 Nm$$

- **Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:**

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,322 + 1,472 = 1,794 Nm \quad (5.31)$$

- **Potřebný moment motoru podle dynamiky:**

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,184 \cdot 589 + 1,794 = 110 Nm \quad (5.32)$$

- **Potřebný výkon motoru:**

$$P_m = \frac{M_{md} \cdot n_6 \cdot \pi}{30 \cdot 1000} = \frac{110 \cdot 1250 \cdot \pi}{30 \cdot 1000} = 14,4 kW \quad (5.33)$$

Zhodnocení

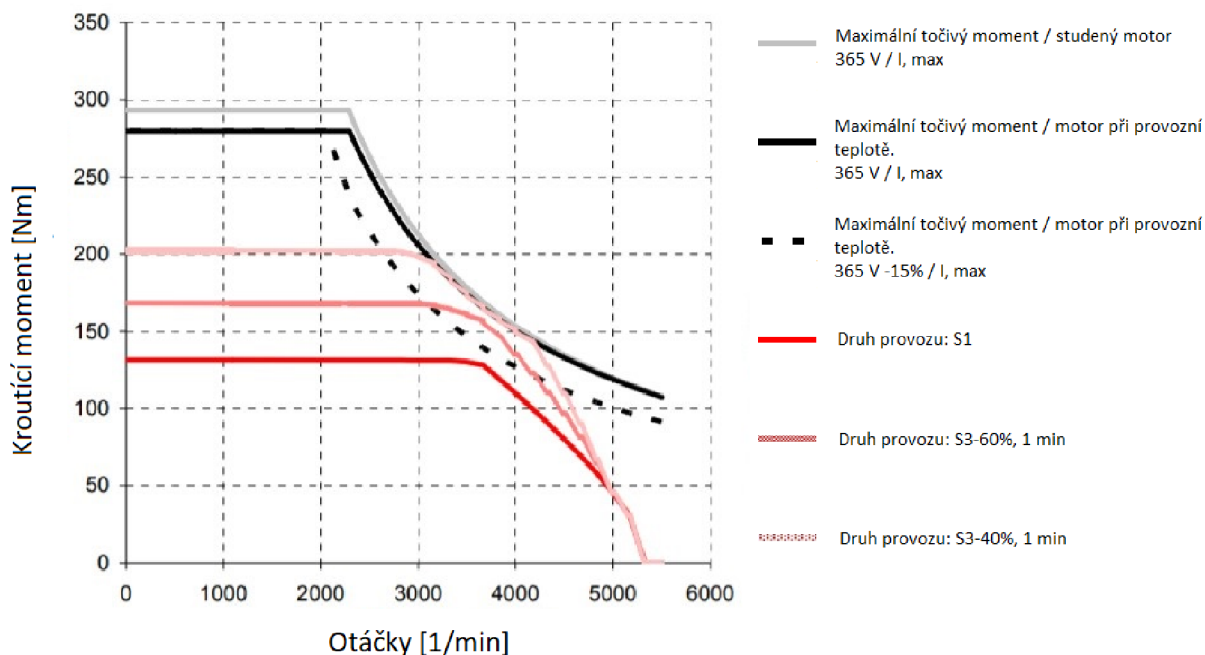
Podle výpočtů zvolený kuličkový šroub vyhovuje a nepřevyšuje maximální dovolené hodnoty jednotlivých parametrů. Avšak dosažení některých parametrů je problematické, jedná se především o kritické a dovolené otáčky. Na ty má zásadní vliv délka kuličkového šroubu, a při délce 10-ti metrů, je prakticky nemožné dosáhnout dostatečně velkých dovolených otáček pro pracovní rychlost. Jediným způsobem, jak tento problém vyřešit je použití podpor. Ty se ale v dnešní praxi téměř nepoužívají, kvůli ceně, složitosti, a především jednoduchému obejití tohoto problému, použitím ozubeného pastorku s hřebenem. V tomto případě, i při použití dvou podpor jsou dovolené otáčky jen o trochu větší než otáčky vyvozené posuvem, což má za následek nízkou bezpečnost.

Z hlediska dovolené axiálního zatížení šroub vyhovuje, ale bez použití již zmíněných podpor by se nepodepřená část zvýšila natolik, že by už nevyhovoval.

Podle výpočtů momentů je zjevné, že největší moment nevzniká při samotném obrábění, ale při pohybu rychloposuvem, tj. podle dynamiky.

Na základě těchto výpočtů byl zvolen motor společnosti Baumüller DSD2-100BO64W-30-54 o jmenovitých otáčkách 3000 min^{-1} , jmenovitém momentu 130 Nm a jmenovitém výkonu 41 kW. Jeho charakteristika je ilustrována obrázkem 5.7. [54], [55]

5.4. VÝPOČET PASTORKU A HŘEBENU VARIANTY 3.



Obrázek 5.7: Momentová charakteristika vybraného motoru [54]

5.4. Výpočet pastorku a hřebenu varianty 3.

Jedná se o variantu s umístěním pohonů na obou stranách smykadla, s metodou vyvození předpětí Master - Slave.

5.4.1. Volba pastorku

Prvním krokem je volba parametrů pastorku a otáček motoru. Od toho se bude odvíjet následná volba převodovky, která musí umožňovat daný převodový poměr a výstupní moment.

Tabulka 5.7: Parametry pastorku [55]

Parametr	Symbol	Hodnota
Modul	m_n	3
Počet zubů	z	19
Součinitel tření ve vodících plochách	f_1	0,005
Hmotnost pastorku	m_{mp}	0,65 kg
Úhel sklonu zubů	β	19°31'42"
Otáčky motoru	n_{mp}	2500 min ⁻¹

- Průměr roztečné kružnice:

$$d_p = \frac{m_m \cdot z}{\cos(\beta) \cdot 1000} = \frac{3 \cdot 19}{\cos(19^\circ 31' 42'') \cdot 1000} = 0,0605m \quad (5.34)$$

- **Poloměr pastorku:**

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{0,0605}{2} = 0,03024m \quad (5.35)$$

- **Maximální otáčky pastorku:**

$$n_p = \frac{v_r}{2 \cdot \pi \cdot r_p} = \frac{30}{2 \cdot \pi \cdot 0,03024} = 157min^{-1} \quad (5.36)$$

- **Převodový poměr:**

$$i_{pr} = \frac{n_{mp}}{n_p} = \frac{2500}{157} = 15,8 \quad (5.37)$$

Volím převodový poměr $i_{pr} = 16$ tím, že je zvolený převodový poměr větší, než vypočtený se zvýší i požadované otáčky motoru. Po výběru motoru, bude potřeba zkontrolovat, zda daný vypočtený maximální moment bude motor schopný vyvodit.

- **Odpor vedení:**

$$F_t = m_p \cdot g \cdot f_1 = 5000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 = 245N \quad (5.38)$$

- **Posuvová síla:**

$$F_p = F_{x1} \cdot 1000 + F_t = 20 \cdot 1000 + 245 = 20245N \quad (5.39)$$

- **Moment na výstupu převodovky:**

$$M_p = \frac{F_p \cdot r_p}{2} = \frac{20245 \cdot 0,03024}{2} = 306Nm \quad (5.40)$$

Na základě převodového poměru a momentu na výstupu volím převodovku ZTR319-SPH822_0160 ME společnosti Stober s nominálním výstupním momentem 640 Nm při převodovém poměru 16.

5.4.2. Návrh pohonu

Statické hledisko [1]

Parametr	Symbol	Hodnota
Účinnost vedení	η_v	0,98
Účinnost převodovky	η_p	0,94
Účinnost vloženého převodu	η_1	1

- **Celková účinnost:**

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_p \cdot \eta_1 = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 1 = 0,921 \quad (5.41)$$

5.4. VÝPOČET PASTORKU A HŘEBENU VARIANTY 3.

- **Potřebný statický moment motoru:**

$$M_{ms} = \frac{F_p \cdot r_p}{i_p \cdot \eta_c} = \frac{20245 \cdot 0,03024}{16 \cdot 0,921} = 42Nm \quad (5.42)$$

- **Potřebný statický moment při použití Master - Slave:**

$$M_{mss} = 0,65 \cdot M_{ms} = 0,65 \cdot 42 = 27Nm \quad (5.43)$$

Kinematické hledisko [1]

- **Úhlové zrychlení pastorku:**

$$\varepsilon_s = \frac{a}{r_p} = \frac{2}{0,03024} = 66rad \cdot s^{-2} \quad (5.44)$$

- **Úhlové zrychlení motoru:**

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i_p = 66 \cdot 16 = 1058rad \cdot s^{-2} \quad (5.45)$$

Dynamické hledisko [1]

Parametr	Symbol	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	$1,17 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti převodovky	J_p	$0,00208 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- **Moment setrvačnosti pastorku:**

$$J_1 = m_{mp} \cdot r_p^2 = 0,65 \cdot 0,03024^2 = 0,001kg \cdot m^2 \quad (5.46)$$

- **Moment setrvačnosti posuvných hmot redukováných do osy:**

$$J_m = m_p \cdot r_p^2 = 5000 \cdot 0,03024^2 = 4,572kg \cdot m^2 \quad (5.47)$$

- **Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:**

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_p + \frac{J_1}{i_p^2} + \frac{J_m}{i_p^2} = \quad (5.48)$$

$$= 1,17 \cdot 10^{-5} + 0,00208 + \frac{0,001}{16^2} + \frac{4,572}{16^2} = 0,02kg \cdot m^2$$

- **Moment pasivních odporů:**

$$M_{GT} = \frac{m_p \cdot g \cdot f_1 \cdot r_p}{i_p \cdot \eta_p \cdot \eta_1} = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,03024}{16 \cdot 0,94 \cdot 1} = 0,493Nm \quad (5.49)$$

- Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} = 0,493Nm \quad (5.50)$$

- Potřebný moment motoru podle dynamiky:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,02 \cdot 1058 + 0,493 = 21,6Nm \quad (5.51)$$

- Potřebný dynamický moment při použití Master - Slave:

$$M_{mds} = 0,65 \cdot M_{md} = 0,65 \cdot 21,6 = 14Nm \quad (5.52)$$

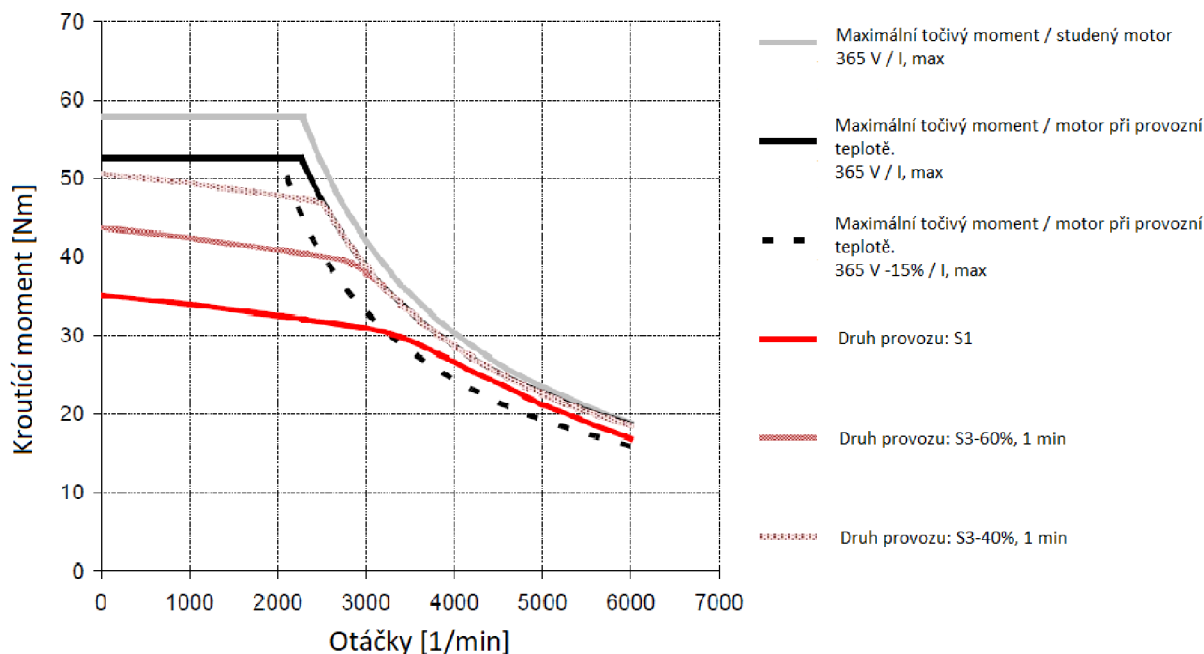
- Potřebný výkon motoru:

$$P_m = \frac{M_{mss} \cdot n_{mp} \cdot \pi}{30 \cdot 1000} = \frac{14 \cdot 2500 \cdot \pi}{30 \cdot 1000} = 3,7kW \quad (5.53)$$

Zhodnocení

Podle výpočtu je zřejmé, že při použití pohonu pastorku s hřebenem vzniká větší moment při statice, než při dynamice. Dále se dá pozorovat, že moment potřebný pro pohon je několikanásobně menší, to je především kvůli většímu převodovému poměru a použití dvou pastorků pracujících s metodou Master - Slave.

Na základě výpočtů volím motor DSD2-100LO64W-30-54 s jmenovitým výkonem 9,7 kW, jmenovitým momentem 35 Nm při otáčkách 3000 min^{-1} . Motor je schopný přenést požadovaný moment i při vyšších otáčkách, které jsou požadovány z důvodu volby většího převodového poměru, než je vypočtený.



Obrázek 5.8: Momentová charakteristika vybraného motoru [54]

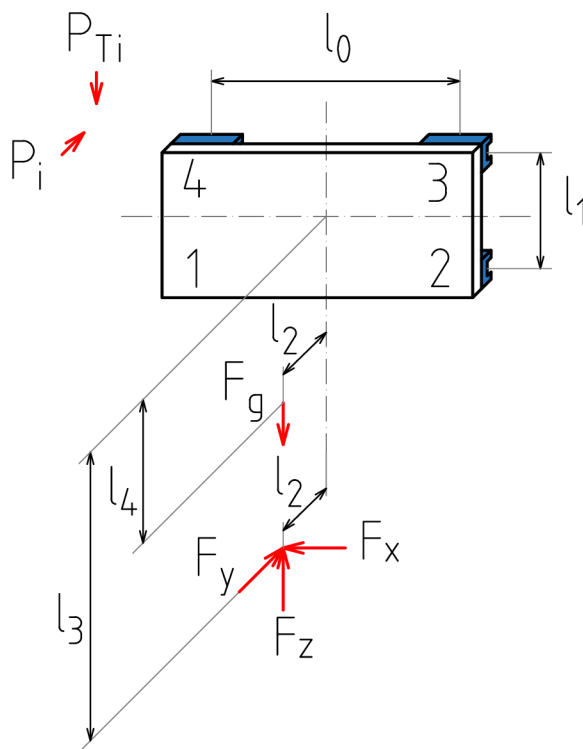
5.5. VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ

5.5. Výpočet lineárního vedení

Dalším krokem je vypočítání zatížení působící na jednotlivé vozíky a vybrat vhodný typ vedení. Výpočet je podle katalogu společnosti THK. Silové parametry jsou brány z tabulky 5.6 a jejich umístění z tabulky 5.8, obr. 5.9.

Tabulka 5.8: Parametry pro výpočet zatížení vozíků

Parametr	Symbol	Hodnota
Vzdálenost vozíků	l_0	0,8 m
Vzdálenost kolejnič	l_1	0,88 m
Y-ová vzdálenost sil	l_2	0,5 m
Z-ová vzdálenost gravitační síly	l_3	2,2 m
Z-ová vzdálenost zatěžujících sil	l_4	0,8 m
Gravitační síla	F_g	$m_p \cdot g = 49050 \text{ N}$



Obrázek 5.9: Schéma pro výpočet zatížení vozíků

Největší zatížení vzniká při soustružení pro osu X a Y, pro osu Z je největší zatížení při vrtání. Proto bude proveden výpočet zatížení vozíků při těchto operacích, následně bude ještě provedena kontrola zatížení při zrychlování na rychloposuv. Výpočet jednotlivých zatížení je provedeno podle katalogu [56].

- Radiální zatížení při soustružení:

$$P_{1s} = \frac{F_{y1}}{4} + \frac{F_{y1} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{F_{x1} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} \quad (5.54)$$

$$= \frac{50000}{4} + \frac{50000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,88} + \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = 95185N$$

$$P_{2s} = \frac{F_{y1}}{4} + \frac{F_{y1} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{F_{x1} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} \quad (5.55)$$

$$= \frac{50000}{4} + \frac{50000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,88} - \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = 82685N$$

$$P_{3s} = \frac{F_{y1}}{4} - \frac{F_{y1} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{F_{x1} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} \quad (5.56)$$

$$= \frac{50000}{4} - \frac{50000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,88} - \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} - \frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = -70185N$$

$$P_{4s} = \frac{F_{y1}}{4} - \frac{F_{y1} \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{F_{x1} \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} \quad (5.57)$$

$$= \frac{50000}{4} - \frac{50000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,88} + \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} - \frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = -57685N$$

- Tečné zatížení při soustružení:

$$P_{1Ts} = -\frac{F_{x1} \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g}{4} = -\frac{20000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050}{4} = -15238N \quad (5.58)$$

$$P_{2Ts} = \frac{F_{x1} \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g}{4} = \frac{20000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050}{4} = 39763N \quad (5.59)$$

$$P_{3Ts} = \frac{F_{x1} \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g}{4} = \frac{20000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050}{4} = 39763N \quad (5.60)$$

$$P_{4Ts} = -\frac{F_{x1} \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_g}{4} = -\frac{20000 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,8} + \frac{49050}{4} = -15238N \quad (5.61)$$

- Radiální zatížení při vrtání:

$$P_{12v} = \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} - \frac{F_{z3} \cdot l_2}{2 \cdot l_1} = \frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} - \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = 8253N \quad (5.62)$$

$$P_{34v} = -\frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot l_1} + \frac{F_{z3} \cdot l_2}{2 \cdot l_1} = -\frac{49050 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} + \frac{20000 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,88} = -8253N \quad (5.63)$$

5.5. VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ

- **Tečné zatížení při vrtání:**

$$P_{1234T} = \frac{F_g}{4} - \frac{F_{z3}}{4} = \frac{49050}{4} - \frac{20000}{4} = 7263N \quad (5.64)$$

- **Radiální zatížení rychloposuvem při zrychlení:**

$$P_{14r} = \frac{m_p \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = \frac{5000 \cdot 2 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} = 3125N \quad (5.65)$$

$$P_{23r} = -\frac{m_p \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -\frac{5000 \cdot 2 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,8} = -3125N \quad (5.66)$$

- **Tečné zatížení rychloposuvem při zrychlení:**

$$P_{14rT} = -\frac{m_p \cdot g \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = -\frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,8} = -24525N \quad (5.67)$$

$$P_{23rT} = \frac{m_p \cdot g \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,8} = 24525N \quad (5.68)$$

5.5.1. Vedení valivé

Výpočet únosnosti vozíků [57], [58]

Parametr	Symbol	Hodnota
Faktor teploty	f_t	1
Faktor tvrdosti	f_h	1
Faktor zatížení	f_w	1,2
Dynamická únosnost	C_d	497 kN
Statická únosnost	C_0	990 kN

- **Ekvivalentní zatížení:**

$$P_e = 0,65 \cdot P_{max} = 0,65 \cdot 95185 = 61870N \quad (5.69)$$

- **Statická konstrukční bezpečnost:**

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P_e} = \frac{990 \cdot 1000}{61870} = 16 \quad (5.70)$$

- **Jmenovitá životnost:**

$$L_v = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_d}{f_w \cdot P_e} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 497 \cdot 1000}{1,2 \cdot 61870} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 56534km \quad (5.71)$$

- **Průměrná rychlost posuvu:**

$$v_v = \frac{v_1 \cdot q_1 + v_2 \cdot q_2 + v_3 \cdot q_3 + v_4 \cdot q_4 + v_5 \cdot q_5 + v_6 \cdot q_6}{100} \quad (5.72)$$

$$= \frac{13 \cdot 45 + 13 \cdot 25 + 7 \cdot 7 + 6 \cdot 5 + 10 \cdot 4 + 30 \cdot 14}{100} = 14,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

- **Životnost vozíku:**

$$L_{vh} = \frac{L_v \cdot 1000}{v_v \cdot 60} = \frac{56534 \cdot 1000}{14,5 \cdot 60} = 65027 \text{ h} \quad (5.73)$$

Zvolené vedení několikanásobně přesahuje potřebnou životnost a z tohoto hlediska vyhovuje. Dále výrobce specifikuje maximální délku jako 4 m, pro dosažení potřebného zdvihu by se museli použít tři takovéto kolejničky.

5.5.2. Vedení kluzné

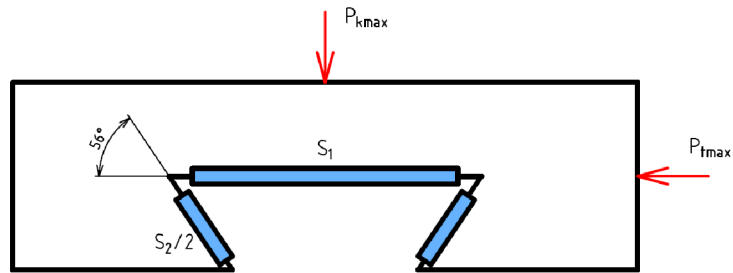
U kluzného vedení je použit vozík s rybinovou drážkou obr. 5.10 se styčnými plochami pokrytými turcitem. Turcit je moderní speciální plast s kovovými vlákny, odolávající opotřebením a slip-stick efektu, s dobrými kluznými vlastnostmi. Uplatnění nachází především v aplikacích přímočarého vedení jako jsou například vodící dráhy u obráběcích strojů. Životnost a trvalá přesnost vedení je určena především jeho odolností proti opotřebením, které je zaručeno používáním odpovídajícího mazání. Jako protipovrch se nejčastěji používá ocel a litina. Mezi jeho hlavní výhody patří:

- vysoká polohová přesnost a opakovatelnost pracovních pohybů
- vysoká výkonnost po mnoho let
- nízké výrobní náklady
- nízké tření bez „stick-slip“ efektu
- nízké opotřebením, i v případě nedostatečného mazání
- zanedbatelný mrtvý chod umožňující vysokou opakovatelnost i při zatížení
- dobré tlumicí vlastnosti i při přerušovaných řezných operacích zabraňující chvění.

Základní veličinou pro návrh tohoto vedení je dovolený tlak, který se pohybuje v rozmezí 0,2 MPa - 5 MPa. Z již vypočtených hodnot zatížení, bude vybrán vozík s největším tečným a kolmým zatížením a vypočítá se velikost plochy, aby hodnota tlaku nepřekročila 3 MPa. [59]

- $P_{dov} = 3 \text{ MPa}$
- $P_{kmax} = P_{1s} = 95185 \text{ N}$
- $P_{tmax} = P_{2Ts} = 39763 \text{ N}$

5.5. VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ



Obrázek 5.10: Schéma kluzného vedení

- Plocha S_1 :

$$S_1 = \frac{P_{kmax}}{P_{dov}} = \frac{95185}{3 \cdot 10^6} = 0,032m^2 \quad (5.74)$$

- Kolmá složka síly působící na plochu S_2 :

$$P_{ik} = \cos(56) \cdot P_{kmax} = \cos(56) \cdot 95185 = 81214N \quad (5.75)$$

- Tečná složka síly působící na plochu S_2 :

$$P_{it} = \sin(34) \cdot P_{tmax} = \sin(34) \cdot 39763 = 21038N \quad (5.76)$$

- Plocha S_2 :

$$S_2 = \frac{P_{ik}}{P_{dov}} + \frac{P_{it} \cdot 2}{P_{dov}} = \frac{81214}{3 \cdot 10^6} + \frac{21038 \cdot 2}{3 \cdot 10^6} = 0,041m^2 \quad (5.77)$$

6. Výběr varianty

Pro výběr nejlepší varianty bude použita vícekritériální analýza [60], která spočívá v obodování jednotlivých variant podle důležitosti jednotlivých parametrů. Prvním krokem určení nejdůležitějších parametrů (tab 6.1). Následně se všechny kritéria navzájem porovnají a určí se jejich pořadí podle důležitosti (tab 6.2).

Tabulka 6.1: Tabulka kritérií

Označení kritéria	Kritérium	Popis
K1	Tuhost	Především axiální tuhost osy
K2	Přesnost	Dosažení požadovaného rozměru v potřebné toleranci
K3	Cena	Náklady na celou lineární osu
K4	Hmotnost	Hmotnost lineární osy
K5	Teplota	Teplota v kritických části osy jako je vedení či pohon
K6	Složitost	Znázorňuje složitost jednotlivých částí a celku lineární osy
K7	Výrobní náročnost	Náročnost výroby komponent osy

Tabulka 6.2: Párové porovnání

Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	Součet	Pořadí
K1	K1	K2	K3	K1	K1	K1	K1	5	3
K2	-	K2	K3	K2	K2	K2	K2	6	2
K3	-	-	K3	K3	K3	K3	K3	7	1
K4	-	-	-	K4	K4	K4	K7	3	5
K5	-	-	-	-	K5	K6	K7	1	7
K6	-	-	-	-	-	K6	K7	2	6
K7	-	-	-	-	-	-	K7	4	4

Pro procentuální určení váhy je třeba určit obodování deskriptorů (tab 6.3) podle významnosti. Jednotlivá kritéria se opět porovnají a určí se jejich váha (tab 6.4).

- **Geometrický průměr:**

$$G_i = \left(\prod_{i=1}^n x_i \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6.1)$$

- **Váha kritéria:**

$$V_{ki} = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (6.2)$$

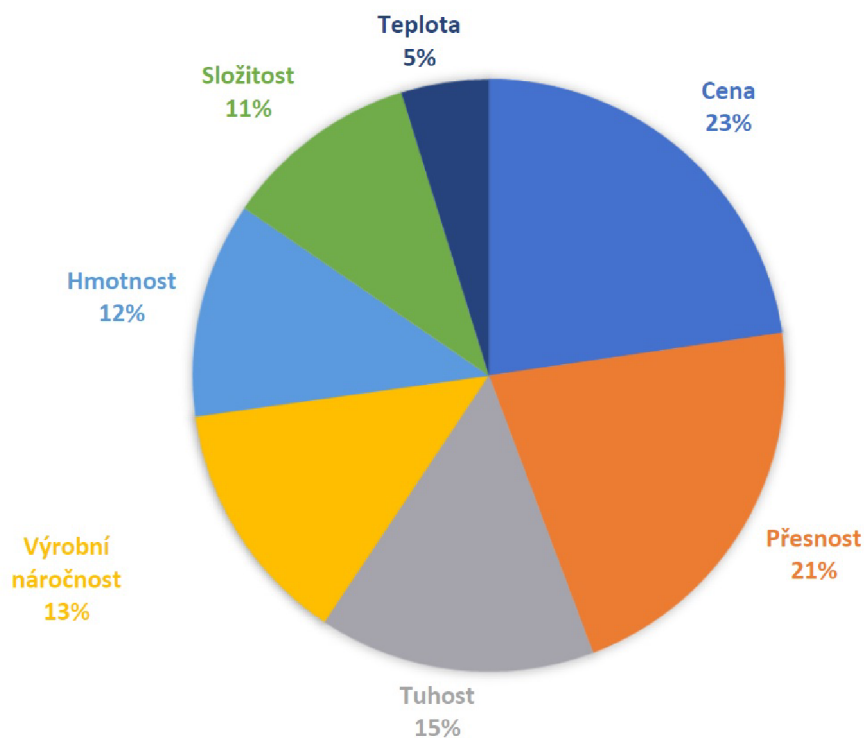
Tabulka 6.3: Deskriptory

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

Tabulka 6.4: Určení váhy jednotlivých kritérií

Kritérium	K3	K2	K1	K7	K4	K6	K5	Geom. průměr	Váha [%]
K3	1	5	5	7	5	7	9	4,76	22,7
K2	-	1	7	5	7	5	7	4,52	21,6
K1	-	-	1	3	5	3	7	3,16	15
K7	-	-	-	1	3	3	7	2,82	13,4
K4	-	-	-	-	1	3	5	2,47	11,8
K6	-	-	-	-	-	1	5	2,24	10,7
K5	-	-	-	-	-	-	1	1	4,8
Suma	-	-	-	-	-	-	-	20,96	100

Podle tabulky 6.4 vyplývá, že nejdůležitějšími parametry je především cena a přesnost s téměř stejnou váhou. Naopak nejméně důležitým kritériem je teplota (obrázek 6.1).



Obrázek 6.1: Grafické znázornění vah jednotlivých kritérií

Další krok je obodování navržených variant podle zvolených kritérií, čím větší hodnota, tím lepší vlastnosti daného kritéria.

Tabulka 6.5: Obodování pohonů

Kritérium	V1	V2	V3	V4
K3	3	2	7	7
K2	9	8	7	7
K1	8	5	8	7
K7	3	2	7	6
K4	3	3	8	8
K6	3	3	8	8
K5	4	4	7	5

Tabulka 6.6: Určení nejvhodnější varianty

Kritérium	V1	V2	V3	V4
K3	0,68	0,45	1,59	1,59
K2	1,94	1,73	1,51	1,51
K1	1,21	0,75	1,21	1,06
K7	0,40	0,27	0,94	0,81
K4	0,35	0,35	0,94	0,94
K6	0,43	0,32	0,85	0,85
K5	0,38	0,19	0,33	0,24
Suma	5,39	4,07	7,38	6,99
Relativní úroveň	91,51	71,03	121,27	116,73
Pořadí	3	4	1	2

Dle tabulky 6.6 vyplývá, že nejlepší variantou je varianta 3 s pohonem pomocí dvou pastorků na každé straně smykadla.

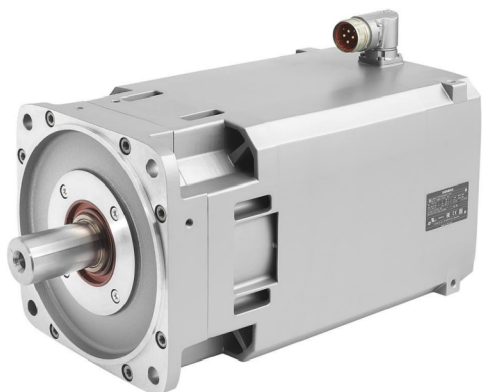
Stejně bylo vyhodnoceno i vedení, z důvodu stejného postupu nejsou dané tabulky uvedeny v práci a jsou součástí přílohy. Z této analýzy vyplynulo, že je lepší použít valivé vedení.

7. Konstrukční provedení vybrané varianty

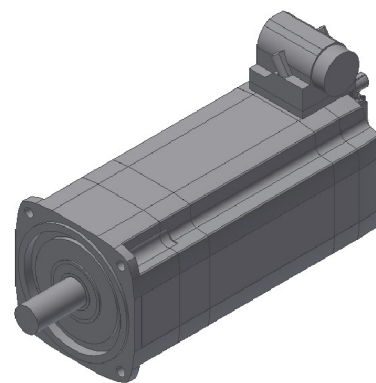
Výsledné provedení lineární osy a jejích součástí bude provedeno v programu Autodesk Inventor a s pomocí konfiguratorů příslušných výrobců. Některé komponenty se mohou lišit od těch zmíněných v návrhu, důvodem je především vzájemná kompatibilita mezi součástmi. Parametry daných součástí se od návrhových prakticky nezměnili, změnil se pouze tvar součástí či spojovacího mechanismu.

7.1. Motor

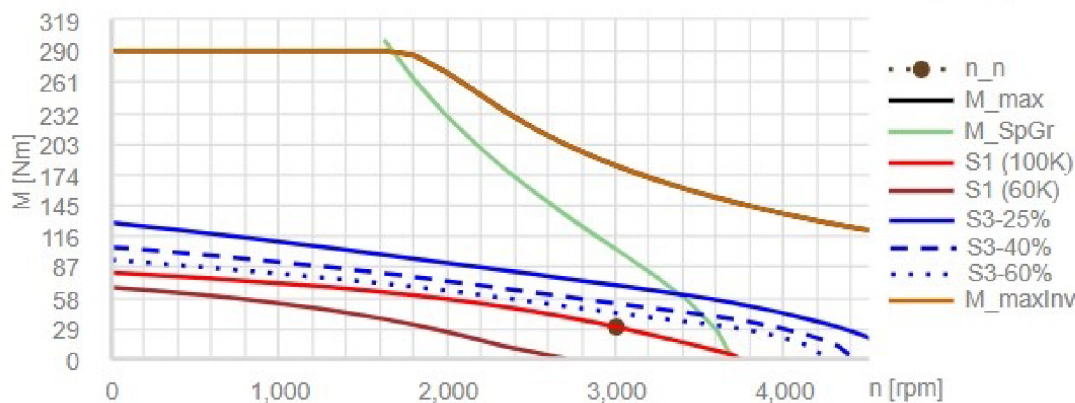
K výslednému vybrání vhodného motoru byl použit konfigurator firmy Siemens, kde díky širokému spektru nastavení bylo možné vybrat téměř totožný motor jako v návrhové části. Jedná se o motor 1FT7117-7AF71 (Obrázky 7.2, 7.1) a jeho momentová charakteristika je ilustrována na obrázku 7.3, při otáčkách 3000 min^{-1} má jmenovitý moment 30 Nm . Vyznačuje se vysokou účinností a až trojnásobnou přetížitelností. Dále má vysokou odolnost vůči vibracím, díky mechanicky izolovanému připojení snímače. Motor obsahuje i volitelný absolutní či inkrementální enkodér. [46]



Obrázek 7.1: Reálný vzhled motoru [46]



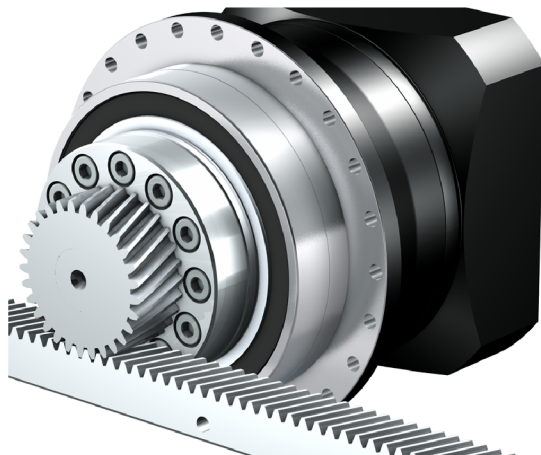
Obrázek 7.2: Model motoru [46]



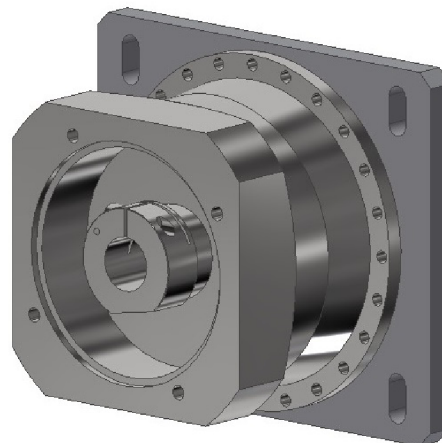
Obrázek 7.3: Momentová charakteristika motoru 1FT7117 [46]

7.2. Převodovka

Převodovka byla vybrána od firmy Stöber, výběr probíhal opět v konfigurátoru firmy, kde se zadal použitý motor a parametry převodovky a pastorku získané ve výpočtové části. Výstupem je převodovka ZTR319SPH, součástí je i požadovaný pastorek s šikmým ozubením 7.4.



Obrázek 7.4: Reálný vzhled převodovky [61]

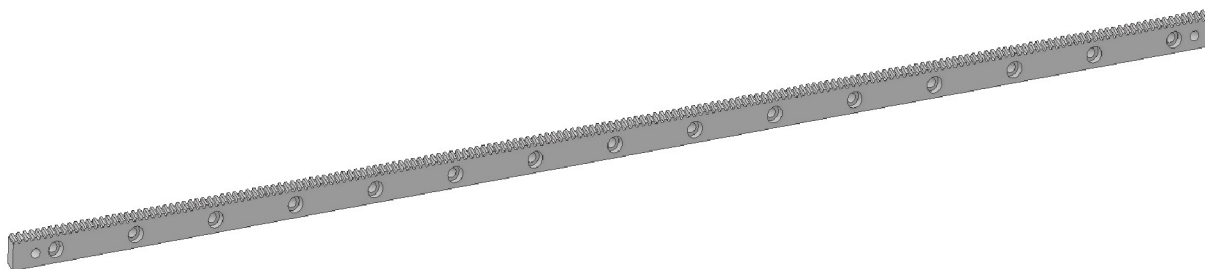


Obrázek 7.5: Převodovka s mezičlenem

Převodovka s motorem je přišroubovaná na mezičlenu (obrázek 7.5), který před dotažením umožňuje vertikální pohyb pastorku a tím i jednoduchou smontovatelnost a vymezení osové vzdálenosti mezi pastorkem a hřebenem. [61]

7.3. Ozubený hřeben

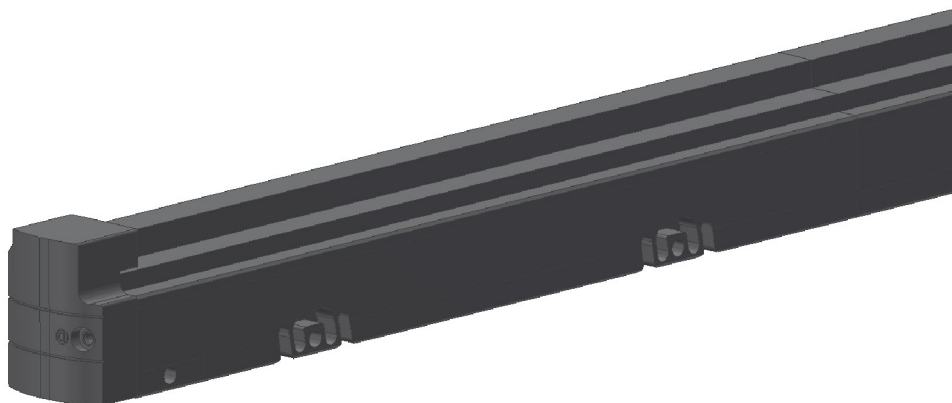
Ozubený hřeben (obrázek 7.6) byl zvolen od firmy Atlanta Drive Systems, délka jednoho hřebenu je 2 m. Je uložen uprostřed příčnicku na dosedací hraně. Hřeben má šikmé ozubení, důvodem je tiší činnost zejména při vyšších rychlostech a větší nosnost způsobená větším počtu zubu zapojených do záběru. [22]



Obrázek 7.6: Ozubený hřeben [22]

7.4. Odměřování

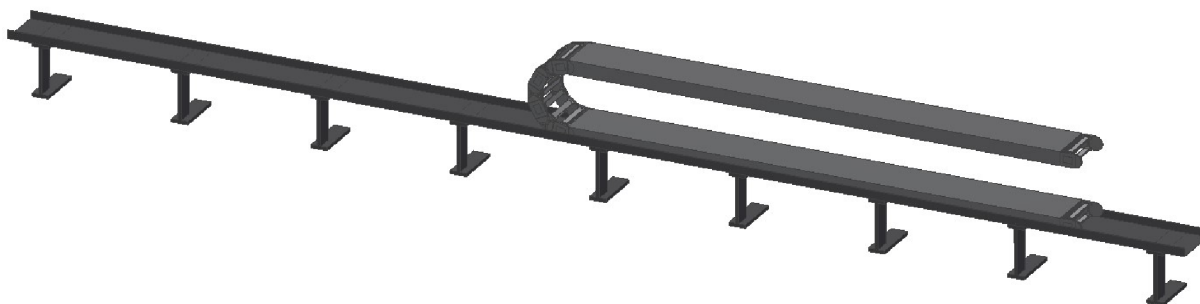
Pro přesné stanovení aktuální polohy byl vybrán inkrementální lineární snímač firmy Heidenhain, který je určen přímo na polohování obráběcích strojů. Vybraný snímač LC 211 multi-section (obrázek 7.7), se skládá z jednotlivých segmentů poskládaných za sebou až do požadované délky, která může být až 28 metrů s přesností $\pm 5 \mu m$. Samotné pravítko je uvnitř pouzdra, to je poté uloženo na příčnicku. Jezdec pravítka je připevněn na suport pomocí dalšího členu. Přesný popis montáže je uveden na stránkách firmy v katalogích, popřípadě ve formě videa. [62]



Obrázek 7.7: Model snímače LC 211 multi-section [62]

7.5. Přívod medií

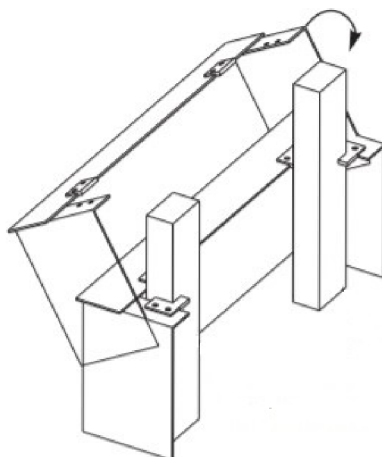
Jelikož je potřeba přivádět do motorů elektrický proud, mazivo do vedení či pastorků, popřípadě chladicí kapalinu, je potřeba jednotlivé kabely uložit tak, aby byl umožněn přívod médií při pohybu smykadla. K tomu byl zvolen energetický řetěz firmy Igus, kde je možnost vybrat z široké škály řetězu v různých provedení a rozměrech. Jedná se o řetěz E4.56, skládá se ze segmentů poskládaných za sebou, do kterých se posléze ukládají kabely. Řetěz se pohybuje ve vlastním vodiči (obrázek 7.8), který je spojen s příčnickem. [65]



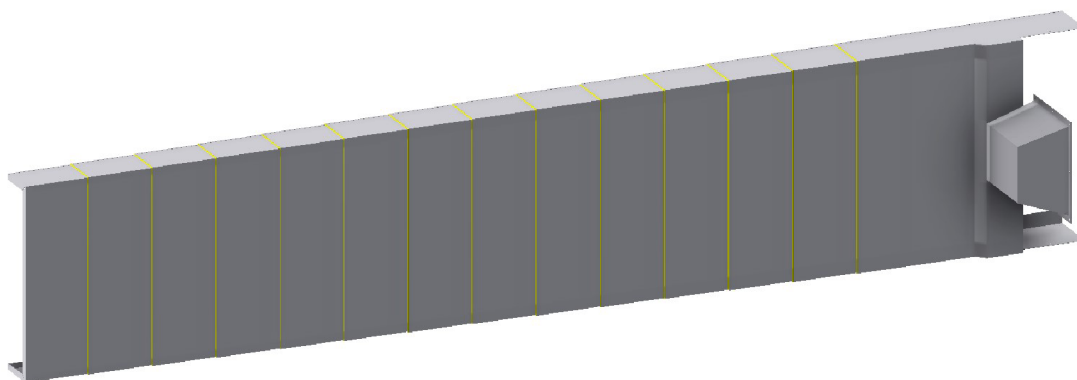
Obrázek 7.8: Energetický řetěz s vedením [65]

7.6. Krytování

Aby nedošlo k poškození vedení, pravítka či jiných komponent je potřeba celou osu zakrytovat. K tomu je ideální použití teleskopických krytů, které zamezí vniku nečistot do citlivých částí osy. Byl vybrán teleskopický kryt firmy Hennig (obrázek 7.9, 7.10), která nabízí vytvoření ideálního řešení pro danou osu, či objednání vlastně zvoleného řešení podle katalogů. U příčného krytu výrobce uvádí, že musí mít vlastní vedení, které zajistí, že se kryt nebude naklápět. Toho je docíleno dvojicí vodících lišt. Na každé z nich je dvojice vedení, jedno pevně přidělané a druhé volné, které se přiděluje při montáži. [63]



Obrázek 7.9: Způsob ustavení krytu na vedení [63]



Obrázek 7.10: Model teleskopického krytu [63]

7.7. Koncové dorazy

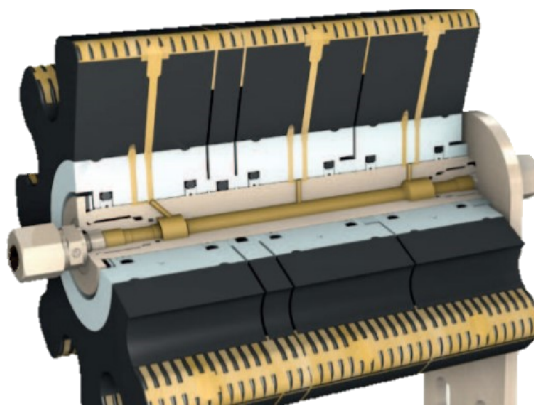
K zamezení pohybu mimo maximální zdvih se používají koncové dorazy. U těchto strojů se používají senzory, které při překročení maximální polohy pošlou signál a příkázou zastavit. Pokud by došlo k selhání elektroniky, je na ose i pevný mechanický doraz.

7.8. Mazací okruh

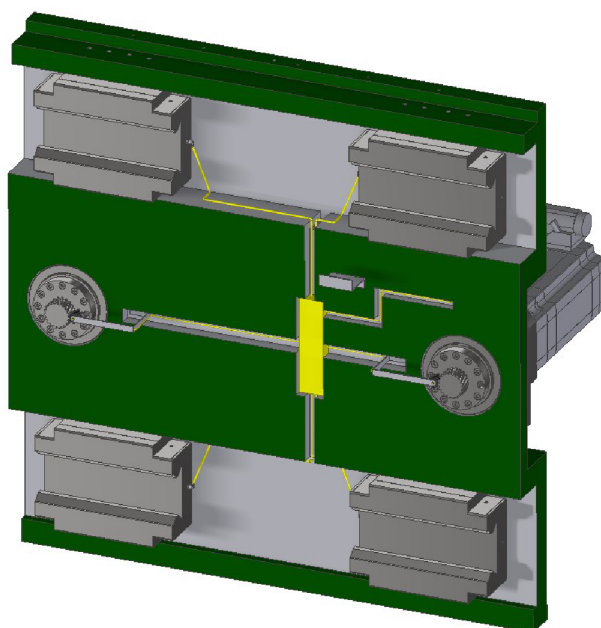
Aby byla zaručena vysoká životnost a přesnost mechanismů umožňující posuvný pohyb, je potřeba mezi stykové plochy těchto součástí přivádět mazivo. Mezi tyto mechanismy patří vedení, do kterého se mazivo dovedeno skrz vozíky, a pastorky, které jsou mazány pomocí mazacích pastoreků firmy SKF (Obrázky 7.11, 7.12). Celý mazací mechanismus je pak uložen v suportu 7.13. [64]



Obrázek 7.11: Mazací pastorek [64]



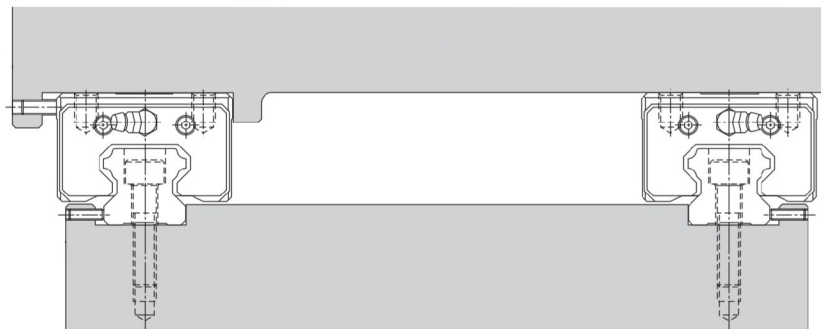
Obrázek 7.12: Průřez mazacím pastorkem [64]



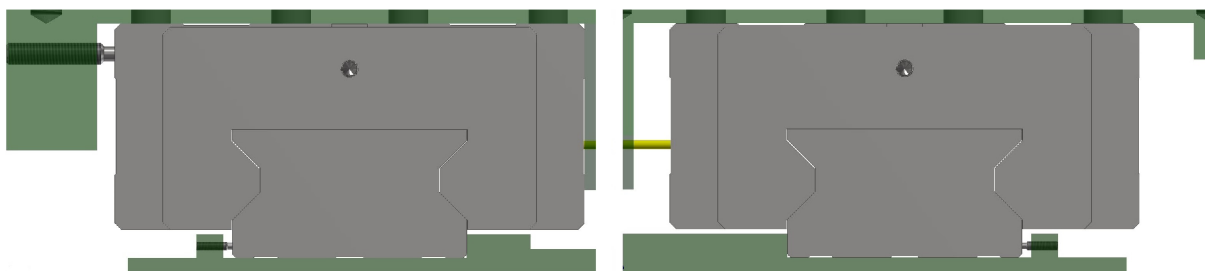
Obrázek 7.13: Mazací okruh

7.9. Vedení

Pro vedení bylo zvoleno uložení podle katalogů firmy THK. Byla vybrána konfigurace pro dosažení vysoké tuhosti ve všech směrech. Kolečnice jsou zajištěny pomocí stavěcích šroubů na příčnici. Horní vozík je při montáži upevněn na dosedací plochu suportu a opět dotažen stavěcími šrouby. Vyobrazení doporučeného a skutečného provedení je vykresleno obrázky 7.14, 7.15.



Obrázek 7.14: Uložení doporučené výrobcem [66]

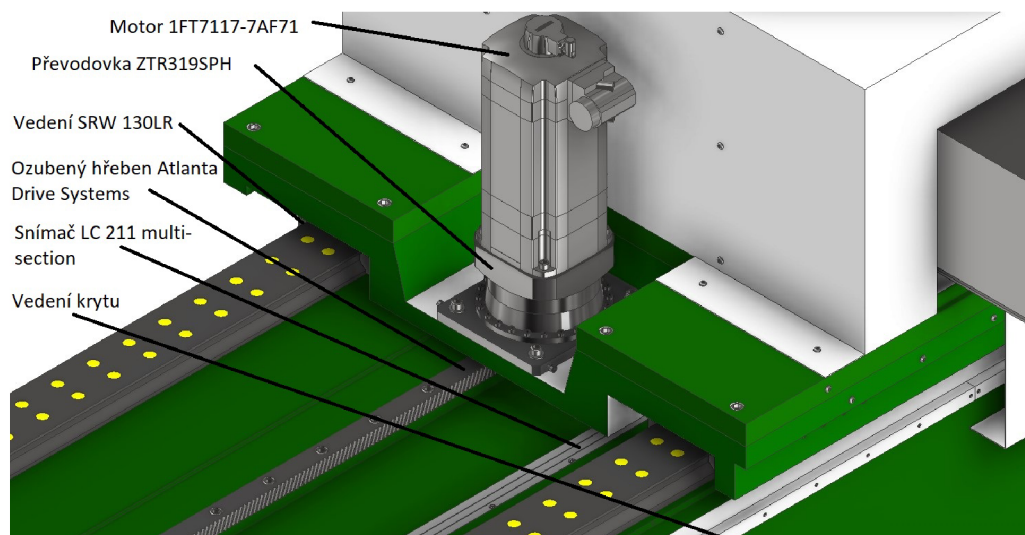


Obrázek 7.15: Skutečné provedení uložení vedení [66]

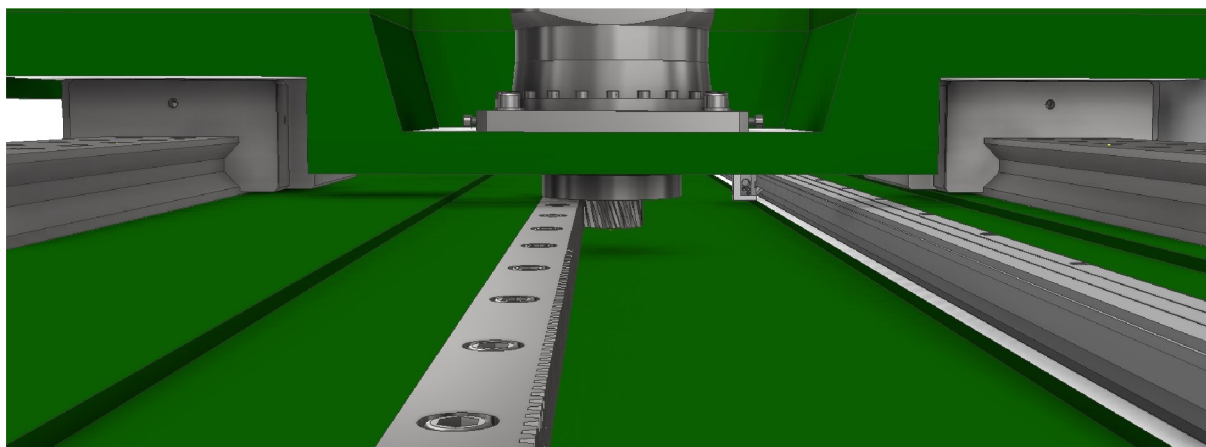
7.10. Výsledné provedení

Tato část slouží k vizualizaci jednotlivých částí lineární osy. Na obrázku 7.16 jsou vyobrazeny základní komponenty. Na každé kolejnici je dvojice vozíků, ke kterým je napojen suport s motorem, převodovkou a pastorkem. Mezi další části patří ozubený hřeben, lineární pravítko a lišta sloužící k vedení teleskopického krytu. Obrázky 7.17, 7.18 a 7.19 slouží pro názornější pohled na osu z různých směrů. Na obrázku 7.20 je vykreslen maximální rozsah pohybu smykadla, který je 10m. Finální obrázky 7.21 a 7.22 jsou pohledy na celou osu zepředu a zezadu.

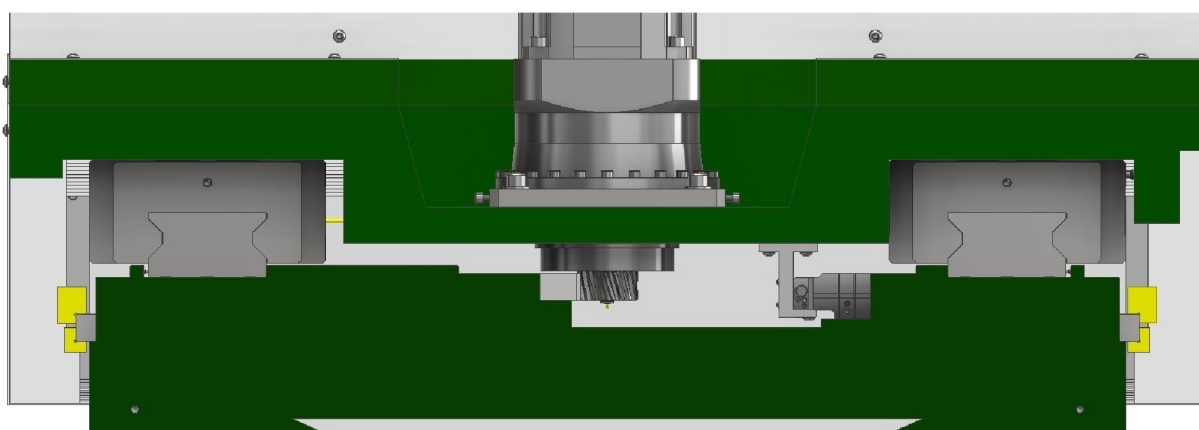
7.10. VÝSLEDNÉ PROVEDENÍ



Obrázek 7.16: Přiblížený pohled na osu

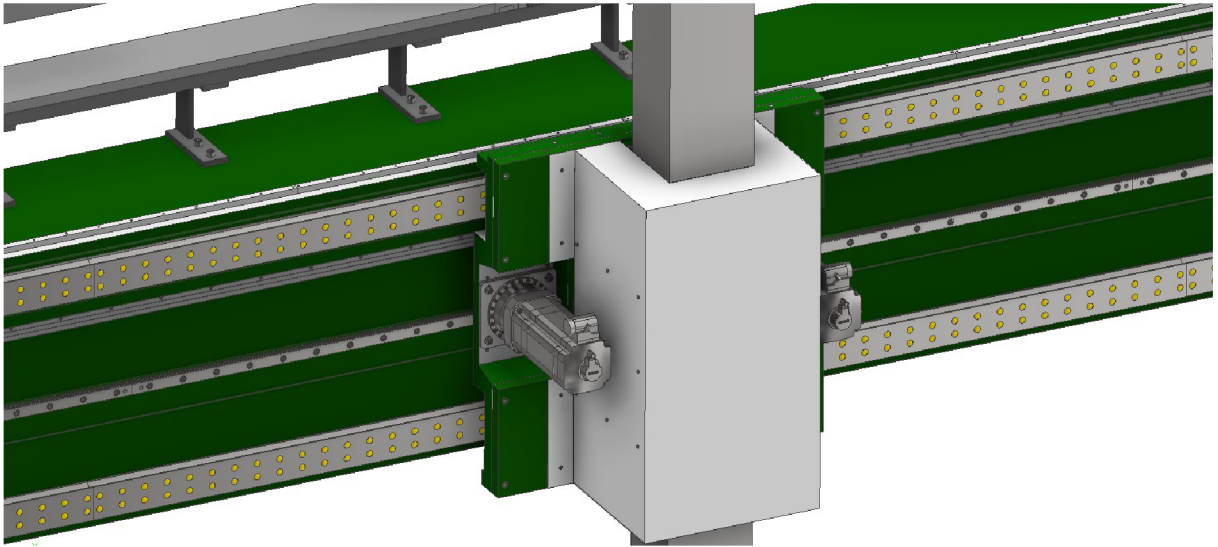


Obrázek 7.17: Pohled do osy

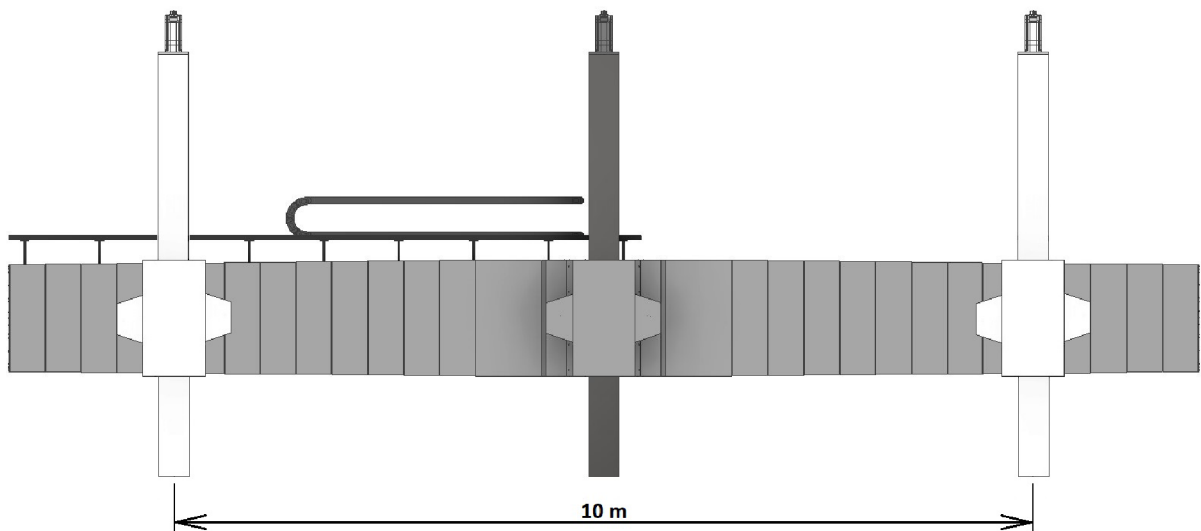


Obrázek 7.18: Kolmý pohled na osu

7. KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ VYBRANÉ VARIANTY

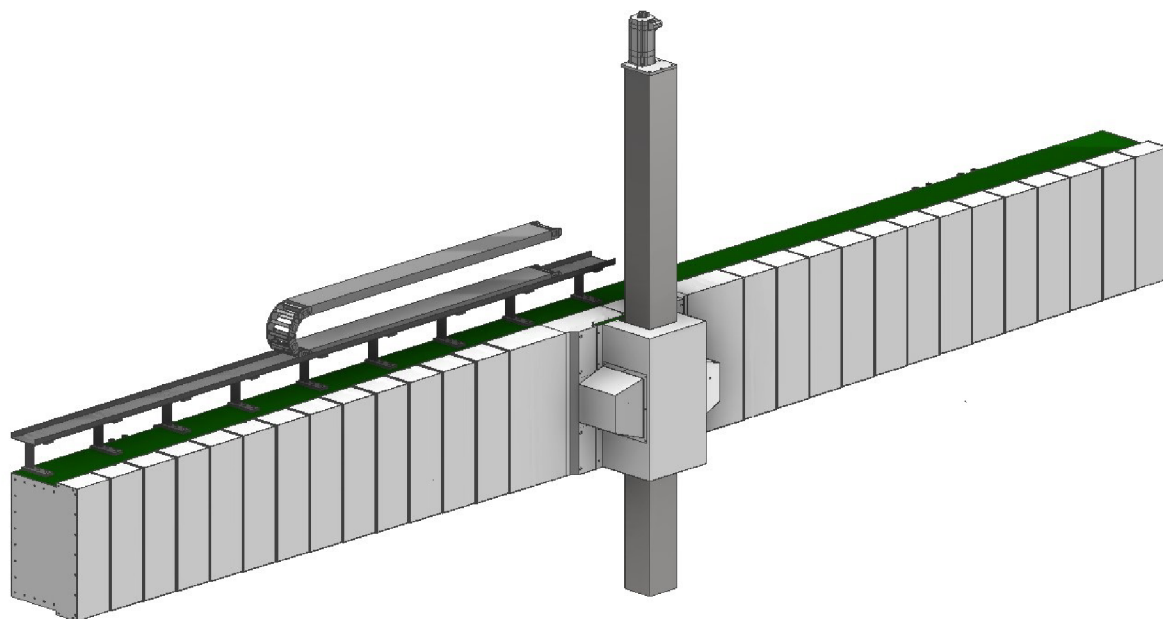


Obrázek 7.19: Pohled na smykadlo

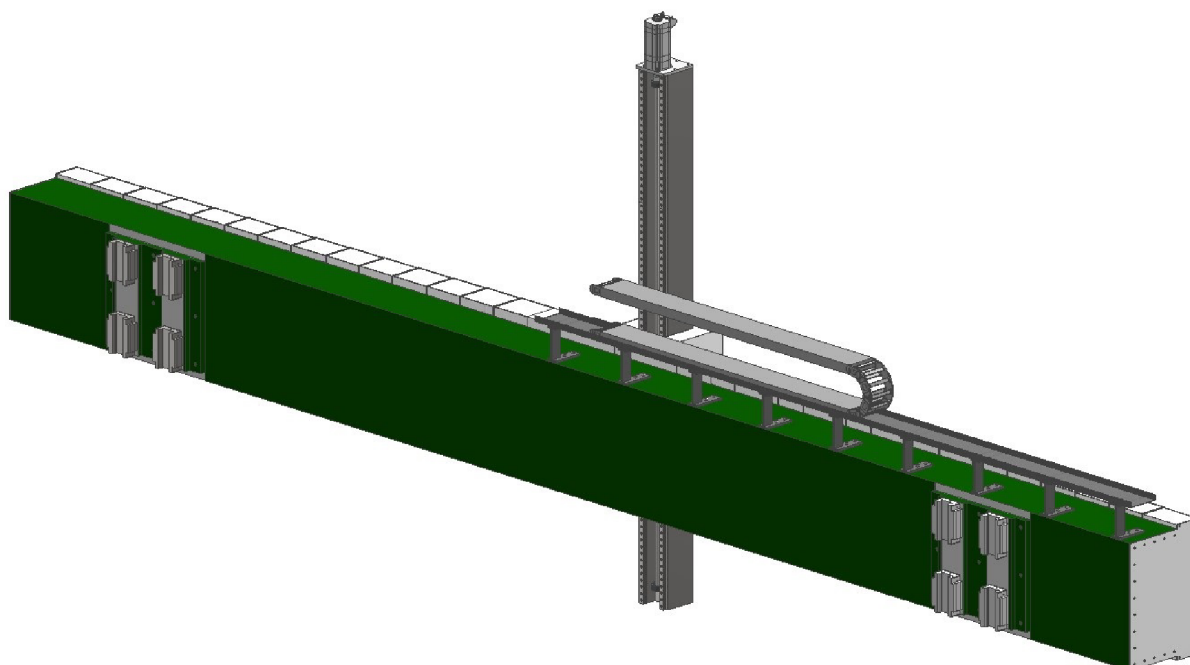


Obrázek 7.20: Rozsah pohybu smykadla

7.10. VÝSLEDNÉ PROVEDENÍ



Obrázek 7.21: Pohled na celou osu zepředu



Obrázek 7.22: Pohled na celou osu zezadu

8. Zhodnocení a diskuze

Výsledkem této diplomové práce je návrh konstrukce lineární osy těžkého obráběcího stroje. Při návrhu se vycházelo z konstrukce reálných těžkých strojů s podobnými parametry. Každá takováto osa se skládá z několika mechanismů, mezi kterými musí být zaručena kompatibilita. Jelikož jednotlivé součásti často vyrábí různé firmy, byla tato kompatibilita řešena pomocí konfigurátorů, či katalogů daných firem.

Dále zde byla řešena problematika způsobu náhonu lineárních os. U horizontálních os takto dlouhých, se použití kuličkových šroubů téměř nevyskytuje. Důvodem je především průhyb kuličkového šroubu způsobený gravitační silou. Tento průhyb lze vyřešit pomocí podpor, to ale extrémně zvýší konstrukční složitost. Z tohoto důvodu, který se pak i v závěru promítnul v multikriteriální analýze, byl zvolen způsob náhonu pomocí ozubeným hřebenem a pastorkem. To, ale neznamená, že se náhon kuličkovým šroubem, nebo šnekem a hřebenem u takto velkých strojů nepoužívá. Kuličkový šroub se používá u vertikálních os, například pro pohyb příčnicku po stojanech, nebo pro pohyb vřetena. Šnek s pastorkem se používá u náhonu stolů. Motor použitý u náhonu pastorku s hřebenem, je rovněž několikanásobně momentově menší než u kuličkového šroubu. A to není jen důsledek použití dvou motorů pro master - slave, ale i při použití jednoho motoru, by byl potřeba motor s téměř třikrát menším momentem.

U konečného návrhu, se na ose vyskytují prvky, které byly řešeny pouze okrajově. Důvodem byla především složitost, která je nad rámec této práce a zadání. Jedná se například o mazací okruh, který by svou složitostí a rozsahem byl na další práci. Dále vřeteník a jeho posuvová soustava, která nebyla cílem této práce, ale její vizualizace byla potřebná pro navržení krytování osy. Nebo příčnick, který by reálně nemohl být z jednoho odlitku, kvůli své délce, ale musel by být složen z několika samostatných odlitků spojených za sebou. Rovněž by musela být provedena rozsáhlá analýza jeho tvaru a simulace velikosti průhybů v jednotlivých osách při maximálních zatížení.

Výsledek této diplomové práce hodnotím kladně, avšak pro komplexnější návrh by byla potřebná znalost provedení ostatních os, jelikož na sebe zásadně navazují.

9. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj. Zadání bylo provést systémový rozbor oblasti lineárních os těžkých strojů a podle něho vytvořit několik konstrukčních variant. Na základě těchto variant zvolit optimální provedení pomocí vhodných kritérií a vytvořit výkresovou dokumentaci včetně modelu.

V první části diplomové práce jsou zmíněny základní parametry těžkých obráběcích strojů, jejich popis a co je může ovlivnit.

Následující kapitola je zaměřena na popis několika zástupců těžkých obráběcích strojů převážně tuzemských, ale i zahraničních firem. Jsou zde také zmíněny základní rozměry či posuvy stroje, maximální rozměry a hmotnost obrobku, výkon či řezná síla.

Další kapitola hovoří o samotné konstrukci lineárních os. Každá taková osa se skládá z pohonu, kterým bývají nejčastěji synchronní servomotory. Dále z mechanismu zajišťující převod z rotačního pohybu motoru na lineární pohyb osy, na to se používají především převody kuličkovým šroubem a maticí, hřebenem a pastorkem, či šnekem a hřebenem. Pro přenos většiny zatížení a klopných momentů se používá vedení, jehož hlavními částmi je kolejnice a vozík. Toto vedení může být dále rozděleno podle tvaru a způsobu přenosu sil. V poslední řadě jsou zde zmíněny způsoby odměřování polohy, ochrany vedení a mazání. U všech těchto prvků se jedná především o nakupované součásti různých firem nabízející široké spektrum těchto výrobků.

V další části je už samotný návrh lineární osy. V první řadě proběhla volba stroje, pro navrhovanou osu. Zvolen byl stroj ČKD SKD 80 společnosti TOS KUŘIM, jedná se o dvoustojanový karusel pro obrobky s hmotností až 320 tun. Následovala volba samotné osy, byla zvolena horizontální osa zajišťující pohyb smykadla s vřeteníkem. Dalším krokem bylo vypracování variant a stanovení základních parametrů osy a zatěžovacího spektra. Následuje výpočet základních rozměrů kuličkového šroubu a hřebenu s pastorkem dané varianty a jejich pohonu. Nakonec byl proveden výpočet zatížení vedení.

Po vypracování a vypočtení jednotlivých variant došlo k posouzení optimálního řešení pomocí multikriteriální analýzy. Výsledkem bylo použití třetí varianty, což je pohon pomocí dvou pastorků na každé straně smykadla a valivého vedení.

Poslední kapitola je zaměřena na výsledné provedení konstrukce daných součástí, jejich uložení a výsledné vykreslení. Okrajově bylo řešeno i odměřování, krytování či způsob mazání. Jelikož je problematika těchto uzlů poněkud obsáhlá, nebyla řešena do hloubky a slouží především pro přehlednější a realističtější vizualizaci.

Literatura

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- [4] PROKOP, Mojmír. *Výrobní stroje. I*. Brno: Vysoké učení technické, 1985, 165 s. : il., schémata.
- [5] Škoda těžké obráběcí stroje. *Skodamt* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/>
- [6] Univerzální soustruh SR. *Strojimport* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.strojimport.cz/maschinen/sr-1-sr-2-sr-3-sr-4-sr-5/>
- [7] Horizontální vyvrtávačka HCW. *HCW* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://doeplayer.cz/7907950-Hcw-4000-novy-typ-lehke-horizontky-skoda.html>
- [8] Heavy Machining in ons land verandert. *Metaalmagazine* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.metaalmagazine.nl/nieuws/heavy-machining-ons-land-verandert/45949/>
- [9] TOS-KUŘIM. *TOS* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/>
- [10] Soustruh SSK. *Omos* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.omos.cz/ssk-30-35-0/>
- [11] Speedram. *Pama* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://en.pama.it/prodotti/speedram/>
- [12] Thomson NEFF Precision Rolled Metric Ball Screws. *Designworldonline* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.designworldonline.com/thomson-neff-precision-rolled-metric-ball-screws/>
- [13] Ballscrews hiwin. *HIWIN* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf>
- [14] How raceway geometry affects profiled rail guide performance. *Linearmotiontips* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/how-raceway-geometry-affects-recirculating-profiled-rail-guide-performance/>
- [15] Ball Screw Guide. *Anaheimautomation* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/ball-screw-guide.php>

- [16] Mastering Ball Screws Pt. 1: Steel Ball Recirculation System and Characteristics. *Musumiusa* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://blog.misumiusa.com/ball-screw-steel-ball-recirculation/>
- [17] Precision rolled ball screws. *SFK* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_174.pdf
- [18] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 3. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 2015-06-05 [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-3.html>
- [19] BALL SCREW COLUMN STRENGTH AND CRITICAL SPEED. *Nook* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.nookindustries.com/>
- [20] Ložiskové domečky. *HIWIN* [online]. [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/loziskove-domecky>
- [21] KRP + rack and pinion drive. *Redex* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-us-337-krp+.html>
- [22] Ultra-High Precision Rack and Pinion Drive Systems. *Atlantadrives* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.atlantadrives.com/systems1.htm>
- [23] SL High Precision Rack and Pinion Systems. *Servotak* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.servotak.eu/products/high-performance-rack-pinon-systems/sl-high-precision-rack-pinion-systems>
- [24] Zero-Backlash Rack-Pinion-Gearbox Systems. *Servotak* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.servotak.eu/products/high-performance-rack-pinon-systems/zero-backlash-rack-pinion-gearbox-systems>
- [25] Profiturn. *Mtsq* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: http://www.mtsq.co.uk/wp-content/uploads/2018/08/Profiturn_H_Brochure.pdf
- [26] CNC Heavy Duty Horizontal Lathe. *Komachine* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://cdn.komachine.com/media/product-catalog/dskmachinery_30964_rodtmb.pdf
- [27] Linear bearings and units. *SKF* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/5655843/SKF_6402_EN_11_10_19_GB_high.pdf
- [28] LINEAR GUIDANCE SYSTEMS. *Hyderali* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://hyderali.com/products/rolling-bearings-accessories/linear-guidance-systems/>
- [29] Linear Bearings. *Mmbbearings* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmbbearings.net/linear-bearings>
- [30] M AND V GUIDEWAYS WITH ANGLED FLAT CAGE. *Delta* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://delta-bearings.com/product/m-and-v-guideways-with-angled-flat-cage/>

LITERATURA

- [31] Linear Motion and Bearing Products. *Iko* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.bsc-ind.com/iko-2/>
- [32] Profile rail guides. *SKF* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/12-69216/12942-EN—Profile-rail-guides-LLT.pdf>
- [33] Hydrostatic Compact Guidance System. *Schaeffler* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_149_en_en.pdf
- [34] Linear encoder. *Researchgate* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/The-setup-of-a-linear-encoder-A-read-head-with-xMR-sensor-moves-along-the-x-axis-above_fig3_326418583
- [35] Linear Encoders. *Newall* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.newall.com/upload/content/file/LED%20-%20Linear%20Encoder%20Catalog%20-%202023-80740-UK-1.pdf>
- [36] Magnetic linear sensor LM13 with DPI. *Koda* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.koda.ua/eng/products/desc.html?id=1025>
- [37] Encoder. *Servotechnica* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <http://www.servotechnica.ru/catalog/type/index.pl?id=118>
- [38] Krytování CNC strojů. *Pei* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.pei.it/index.php/cz/>
- [39] HUDEC, Jan. Krytování pohybových os obráběcích strojů. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 2005-12-20 [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/krytovani-pohybovych-os-obrabecich-stroju.html>
- [40] KNOFLÍČEK, Radek a Štěpán HAMPL. Vlastnosti a konstrukce krytování pohyblivých částí obráběcích strojů. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 2005-11-23 [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vlastnosti-a-konstrukce-krytovani-pohyblivych-casti-obrabecich-stroju.html>
- [41] TELESKOPICKÉ KRYTY. *Retos* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.retos.cz/kryty-teleskopicke>
- [42] Round type protective bellow cover for ball screw. *Jin* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.jin-ao.net/2019/02/23/round-type-protective-bellow-cover-for-ball-screw/>
- [43] OCHRANNÉ MĚCHY. *Hsorta* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.hsorta.cz/files/ckeditor/gumarina/m%C4%9Bchy/m%C4%9Bchy-katalog.pdf>
- [44] Energetické řetězy E4.1.L: nízká hmotnost a snadná montáž. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 2017-12-01 [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/novinka/energeticke-retezy-e4-1-l-nizka-hmotnost-a-snadna-montaz.html>

- [45] Servo motors. *Kollmorgen* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/servo-motors/>
- [46] The ideal solution for high-performance motion control applications. *Siemens* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/drives/electric-motors/motion-control-motors/simotics-s/simotics-s-1fk7.html>
- [47] CO JE LINEÁRNÍ MOTOR - PRINCIP. *Etel* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/cz/linearni-motory/princip/>
- [48] LINEÁRNÍ MOTORY S ŽELEZNÝM JÁDREM TECNOTION. *Mnssystem*s [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mnssystem.cz/linearni-motory>
- [49] LINEÁRNÍ MOTORY BEZ ŽELEZNÉHO JÁDRA TECNOTION. *Mnssystem*s [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: <https://www.mnssystem.cz/linearni-motory/bez-zelezného-jadra>
- [50] Lineární motory, lineární pohyb. *Eurodrive* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/motory/linearni_pohyb/linearmotoren.html#wie_funktioniert_ein_linearmotor
- [51] SKF AUTOMATIC LUBRICATION SOLUTIONS. *Flocomponents* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.flocomponents.com/sln_skf_brand_automatic_lubrication_systems/
- [52] ROLETOVÉ KRYTY standardní provedení. *Pei* [online]. [cit. 2019-12-01]. Dostupné z: https://www.pei-gmbh.com/images/stories/documenti/Cz/03_ROLETOV%C3%89_KRYTY_cz.pdf
- [53] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM. *KSK* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://www.mpdims.cz/contents/editor/ke-stazeni/kulickove-srouby/KSK%20srouby.pdf>
- [54] Three-phase synchronous motors. *Baumuller* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://www.baumueller-services.com/de/downloads/motors/send/3-doc-motors/163-dsd2-028-132-en>
- [55] Stober. *Remtechnik* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/files/files/844/443137-en-00-rack-and-pinion-drives-web.pdf>
- [56] Calculating the Applied Load. *TECHTHK* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_b01_056.pdf
- [57] Wide Caged-roller LM Guide. *TECHTHK* [online]. [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/347E_SRW130_150.pdf
- [58] Lineární vedení. *HIWIN* [online]. [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/download/f15e7f7288ce2f9b68bdea6ad92df5e5>
- [59] Turcite®-B Slydway®. *Busak+Shamban* [online]. [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: <http://img.jdzj.com/UserDocument/2017y/chfr123/dn/zl4129.pdf>

LITERATURA

- [60] Vyhodnocení variant. *Vlada* [online]. [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: https://www.vlada.cz/assets/ppov/lrv/ria/Vzdelavaci-manual-pro-RIA-UV-2017-priloha-Vyhodnoceni-variant_1.pdf
- [61] *Stober* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.stober.de/de/index.html>
- [62] Measurement and Control Technology. *Heidenhain* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.heidenhain.com/>
- [63] Telescopic steel covers. *Hennigworldwide* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.hennigworldwide.com/telescopic-steel-covers>
- [64] Lubrication pinion LPC. *SKF* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/lubrication-management/system-components/accessories-fitting-tubings/lpc>
- [65] Energetické řetězy. *Igus* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/>
- [66] Designing the Guide System. *Motionsolution* [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: https://www.motionsolutions.com/store/pc/catalog/documents/thk/en_a01_450.pdf

Seznam použitých zkratek a symbolů

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

Symbol	Rozměr	Veličina
a	$m \cdot s^{-2}$	Zrychlení
C_0	N	Základní statická únosnost
C_a	N	Základní dynamická únosnost
C_d	N	Dynamická únosnost vedení
d_0	mm	Jmenovitý průměr
d_m	mm	Malý průměr závitů
d_p	m	Průměr roztečné kružnice
d_w	mm	Průměr kuliček
F_a	N	Vnitřní axiální zatížení
F_{amax}	N	Maximální dovolené axiální zatížení
F_c	N	Řezná síla
F_g	N	Gravitační síla
F_{kr}	N	Kritická zatěžující axiální síla
F_{ma}	N	Střední vnitřní axiální zatížení
F_p	N	Posuvová síla
F_t	N	Odpor vedení
F_v	N	Předeplinací síla
F_{xi}	N	Řezná síla v ose x
F_{yi}	N	Řezná síla v ose y
F_{zi}	N	Řezná síla v ose z
f	Hz	Frekvence kmitání nepodepřené části KŠ
f_h	-	Faktor tvrdosti
f_{SL}	-	Statická konstrukční bezpečnost
f_t	-	Faktor teploty
f_1	-	Součinitel tření ve vodících plochách
f_2	-	Ekvivalentní součinitel tření v KŠM
G_i	-	Geometrický průměr
i	-	Počet nosných závitů
i_p	-	Převodový poměr převodovky
i_{pr}	-	Převodový poměr převodovky
i_1	-	Převodový poměr převodu
J_m	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti hmot redukovaných do osy
J_{mot}	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti motoru
J_p	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti převodovky

Symbol	Rozměr	Veličina
J_{rhm}	$kg \cdot m^2$	Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel
J_s	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{sp}	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti spojky
K_i	-	Kritérium
L	h	Požadovaná životnost
L_h	h	Trvanlivost v hodinách
L_v	km	Jmenovitá životnost
L_{vh}	h	Životnost vozíku
L_1	ot	Trvanlivost v otáčkách
l_n	m	Délka nepodepřené části KŠ bez podpor
l_{m2}	mm	Délka matice
l_z	m	Délka zdvihu
l_0	m	Vzdálenost vozíků
l_1	m	Vzdálenost kolejnic
l_2	m	Y-ová vzdálenost sil
l_3	m	Z-ová vzdálenost gravitační síly
l_4	m	Z-ová vzdálenost zatěžujících síl
l_{2n}	m	Délka nepodepřené části KŠ se dvěma podporami
M_{GT}	Nm	Moment pasivních odporů
M_{KSM}	Nm	Moment kuličkového šroubu
M_{md}	Nm	Potřebný moment motoru podle dynamiky
M_{mds}	Nm	Potřebný dynamický moment při použití Master - Slave
M_{ms}	Nm	Potřebný statický moment motoru
M_p	Nm	Moment na výstupu převodovky
M_{zdrhm}	Nm	Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
m_{mp}	kg	Hmotnost pastorku
m_n	-	Modul
m_p	kg	Hmotnost přesouvaných hmot
m_s	kg	Hmotnost nepodepřené části KŠ
n	min^{-1}	Otáčky při rychloposuvu
n_i	min^{-1}	Otáčky
n_{kr}	min^{-1}	Kritické otáčky
n_m	min^{-1}	Střední otáčky
n_{max}	min^{-1}	Maximální dovolené otáčky
n_{maxr}	min^{-1}	Maximální otáčky vyvozeny rychloposuvem
n_{mot}	min^{-1}	Otáčky motoru
n_p	min^{-1}	Maximální otáčky pastorku
P_{dov}	MPa	Maximální dovolený tlak
P_e	N	Ekvivalentní zatížení
P_{ik}	N	Kolmá složka síly působící na plochu S_2
P_{ir}	N	Radiální zatížení rychloposuvem při zrychlení
P_{irT}	N	Tečné zatížení rychloposuvem při zrychlení
P_{is}	N	Radiální zatížení při soustružení
P_{iT}	N	Tečné zatížení při vrtání
P_{iT_s}	N	Tečné zatížení při soustružení

Symbol	Rozměr	Veličina
P_{it}	N	Tečná složka síly působící na plochu S_2
P_{iv}	N	Radiální zatížení při vrtání
P_{kmax}	N	Maximální síla v kolmém směru
P_m	kW	Potřebný výkon motoru
P_{tmax}	N	Maximální síla v tečném směru
p	mm	Stoupání
q_i	%	Čas cyklu
R_s	$N \cdot \mu m$	Tuhost nepodepřené části KŠ
r_p	m	Poloměr pastorku
S_1	m^2	Plocha S
S_2	m^2	Plocha S_2
t_r	s	Čas rozběhu
V_i	N	Varianta
v_i	$m \cdot \min^{-1}$	Rychlost pracovního posuvu
v_{ki}	-	Váha kritéria
v_r	$m \cdot \min^{-1}$	Rychlost rychloposuvu
v_v	$m \cdot \min^{-1}$	Průměrná rychlost posuvu
y	μm	Dovolený průhyb
y_s	μm	Skutečný průhyb
z	-	Počet zubů
β	°	Úhel sklonu zubů
η_c	-	Celková účinnost
η_L	-	Účinnost ložiska
η_p	-	Účinnost převodovky
η_s	-	Účinnost KŠM
η_v	-	Účinnost vedení
η_1	-	Účinnost vloženého převodu
ε_m	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$	Úhlové zrychlení motoru
ε_s	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$	Úhlové zrychlení šroubu

Seznam obrázků

2.1	Příklady obrobků těžkých obráběcích strojů [5]	6
2.2	Odběr velké třísky [8]	7
2.3	Kryt těžkého obráběcího stroje [10]	7
2.4	Kabina těžkého stroje [11]	7
3.1	TOS FRU 800 [9]	8
3.2	ČKD SKDY 80 [9]	9
3.3	SR 5 [5]	10
3.4	FC-E [5]	11
3.5	PAMA SPEEDRAM 6000 [11]	12
3.6	WPA HEAVY [5]	13
3.7	HCW 4 [5]	14
4.1	Kuličkový šroub a matice [12]	15
4.2	Profily závitů [14]	16
4.3	Způsoby napojení s motorem [1]	16
4.4	Matice s koncovým uzávěrem [13]	17
4.5	Převod kuliček v koncovém uzávěru [13]	17
4.6	Matice s deflektorem [13]	17
4.7	Převod kuliček deflektorem [13]	17
4.8	Matice s převáděcím kanálem [13]	17
4.9	Převod kuliček v převáděcím kanálu [13]	17
4.10	Způsoby uložení [19]	18
4.11	Ložiskové domečky [20]	18
4.12	Způsoby předepnutí [18]	19
4.13	Dvojice pastorků [21]	20
4.14	Dělený pastorek [22]	20
4.15	Master slave [23]	21
4.16	Šnek [26]	21
4.17	Šnekový hřeben [26]	21
4.18	Valivé vedení [27]	22
4.19	Kluzné vedení [27]	22
4.20	Předpětí [32]	22
4.21	Valivé vedení [30]	23
4.22	Kluzné vedení [31]	23
4.23	Profilové valivé vedení [32]	23
4.24	Hydrostatické vedení [33]	24
4.25	Přímé (horní) a nepřímé (spodní) měření	25
4.26	Kotouč inkrementálního (vlevo) a absolutního (vpravo) snímače [37]	26
4.27	Princip fotoelektrického odměřování [1]	26

4.28	Magnetický snímač [36]	26
4.29	Teleskopický kryt [41]	27
4.30	Kombinovaný teleskopický kryt [38]	27
4.31	Skladací měchy [43]	27
4.32	Rolety [52]	28
4.33	Energetický řetěz [44]	28
4.34	Příklad mazacího okruhu [51]	29
4.35	Servomotor [46]	29
4.36	Krokové motory [45]	30
4.37	Motor s železným jádrem [47]	30
4.38	Motor bez železného jádra [47]	30
5.1	ČKD SKD 80 [9]	31
5.2	Varianta 1	32
5.3	Varianta 2	33
5.4	Varianta 3	33
5.5	Varianta 4	34
5.6	Koeficienty uložení [53]	36
5.7	Momentová charakteristika vybraného motoru [54]	42
5.8	Momentová charakteristika vybraného motoru [54]	45
5.9	Schéma pro výpočet zatížení vozíků	46
5.10	Schéma kluzného vedení	50
6.1	Grafické znázornění vah jednotlivých kritérií	52
7.1	Reálný vzhled motoru [46]	54
7.2	Model motoru [46]	54
7.3	Momentová charakteristika motoru 1FT7117 [46]	54
7.4	Reálný vzhled převodovky [61]	55
7.5	Převodovka s mezičlenem	55
7.6	Ozubený hřeben [22]	55
7.7	Model snímače LC 211 multi-section [62]	56
7.8	Energetický řetěz s vedením [65]	56
7.9	Způsob ustavení krytu na vedení [63]	57
7.10	Model teleskopického krytu [63]	57
7.11	Mazací pastorek [64]	58
7.12	Průřez mazacím pastorkem [64]	58
7.13	Mazací okruh	58
7.14	Uložení doporučené výrobcem [66]	59
7.15	Skutečné provedení uložení vedení [66]	59
7.16	Přiblížený pohled na osu	60
7.17	Pohled do osy	60
7.18	Kolmý pohled na osu	60
7.19	Pohled na smykadlo	61
7.20	Rozsah pohybu smykadla	61
7.21	Pohled na celou osu zepředu	62
7.22	Pohled na celou osu zezadu	62

Seznam tabulek

3.1	Parametry stroje TOS FRU 800 [9]	8
3.2	Parametry stroje ČKD SKDY [9]	9
3.3	Parametry stroje ŠKODA SR 5 [5]	10
3.4	Parametry stroje ŠKODA FC-E [5]	11
3.5	Parametry stroje PAMA SPEEDRAM 6000 [11]	12
3.6	Parametry stroje ŠKODA WPA HEAVY [5]	13
3.7	Parametry stroje ŠKODA HCW 4 [5]	14
5.1	Parametry stroje ČKD SKD 80 [9]	31
5.2	Zadané hodnoty parametrů	35
5.3	Závislost potřebných otáček na závitu šroubu	35
5.4	Závislost maximálních dovolených otáček [min^{-1}] na jmenovitém průměru .	36
5.5	Parametry kuličkového šroubu [53]	36
5.6	Zatěžovací spektrum	37
5.7	Parametry pastorku [55]	42
5.8	Parametry pro výpočet zatížení vozíků	46
6.1	Tabulka kritérií	51
6.2	Párové porovnání	51
6.3	Deskriptory	52
6.4	Určení váhy jednotlivých kritérií	52
6.5	Obodování pohonů	53
6.6	Určení nejvhodnější varianty	53

Seznam příloh

Lineární osa X	Výkres sestavení	01-00/A0
Vodič krytu	Výkres součásti	01-08/A3
Držák nosiče en. řetězu	Výkres součásti	01-11/A3
Koncový člen krytu	Výkres součásti	01-06/A3
Polohovací člen	Výkres součásti	01-09/A3
Držák jezdce	Výkres součásti	01-07/A3
Lineární osa X 1	Seznam položek	01-00/A0 1/3
Lineární osa X 2	Seznam položek	01-00/A0 2/3
Lineární osa X 3	Seznam položek	01-00/A0 3/3
Lineární osa X	3D model	
Analyza	Multikriteriální analýza	
Vypocet_ksm	Výpočet KŠM	
Vypocet_pastorku	Výpočet pastorku	
Vypocet_vedeni	Výpočet vedení	