



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
MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM**

DESIGN OF LINEAR AXIS FOR HEAVY MACHINE TOOL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Dostál

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |
| Student: | Bc. Martin Dostál |
| Studijní program: | Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | Výrobní stroje, systémy a roboty |
| Vedoucí práce: | Ing. Dominik Hermanský |
| Akademický rok: | 2020/21 |

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 multifunkční obráběcí centrum

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 2020/21

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 X multifunkčního obráběcího centra. Nalezneme zde základní charakteristiku těchto center, přehled výrobců, řešerši hlavních konstrukčních uzlů lineární osy, jejich vyhodnocení, posouzení různých konstrukčních varianty a vlastní řešení. To obsahuje výpočty, následnou volbu komponent posuvové soustavy a vyhodnocení řešení. Součástí práce je i ekonomické zhodnocení a výsledný 3D model s výkresovou dokumentací.

ABSTRACT

This diploma thesis is concerned with providing a construction proposal of a linear axis X for multifunctional machining center. Moreover, this work presents characterisations of machining centers, overview of manufacturers, list of main construction components used in the linear axis, their evaluation, assessment of various options for construction, which are then explained further. These detailed construction methods include calculations with the subsequent choice of feed system component. Ultimately, final evaluation of chosen option is provided as well. Another section of this thesis is also an economical assessment and 3D model alongside with mechanical drawing.

KLÍČOVÁ SLOVA

Multifunkční obráběcí centrum, portálové obráběcí centrum, spodní gantry, lineární osa, TOS FRF, profilové válečkové vedení, pastorek a hřeben, master-slave, odměrování polohy, multikriteriální metoda, Saatyho metoda

KEYWORDS

Multifunction machining center, gantry machining center, lower gantry, linear axis, TOS FRF, profile roller guide, rack and pinion, master-slave, linear encoders, multicriteria analysis, Saaty method.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOSTÁL, Martin. Konstrukční návrh lineární osy pro multifunkční obráběcí centrum. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/133047>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Dominik Hermanský.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Dominikovi Hermanskému za obětavou pomoc a podnětné připomínky, které mi během psaní poskytoval. Dále bych chtěl poděkovat svým spolustudujícím přátelům, za ochotu a vzájemnou podporu.

A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat své přítelkyni Lucii, která mi byla velkou oporou a inspirací.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Martin Dostál

OBSAH

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | ÚVOD | 15 |
| 2 | MOTIVACE | 17 |
| 3 | ANALÝZA TRHU | 19 |
| 3.1 | TOS Kuřim (CZE) - TOS FRF | 20 |
| 3.2 | TOS Kuřim (CZE) - TOS FRU | 21 |
| 3.3 | Strojírna TYC (CZE) - FSGC..... | 22 |
| 3.4 | Strojírna TYC (CZE) - FSGW..... | 23 |
| 3.5 | Zimmermann (GER) - FZ30/FZ35 | 24 |
| 3.6 | PAMA (IT) - VERTIRAM-GT | 25 |
| 3.7 | Unisign (NED) - Uniport 7000..... | 26 |
| 4 | VEDENÍ | 27 |
| 4.1 | Kluzná vedení | 28 |
| 4.1.1 | Hydrodynamická vedení..... | 28 |
| 4.1.2 | Hydrostatická vedení | 31 |
| 4.2 | Valivá vedení | 34 |
| 4.2.1 | Valivé vedení s omezenou délkou zdvihu | 35 |
| 4.2.2 | Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu | 36 |
| 4.3 | Kombinované..... | 37 |
| 4.4 | Aerostatické | 38 |
| 4.5 | Porovnání typů vedení | 39 |
| 5 | POSUV LINEÁRNÍ SOUSTAVY | 40 |
| 5.1 | KŠM..... | 40 |
| 5.2 | Pastorek a hřeben..... | 43 |
| 5.3 | Šnek a šnekový hřeben | 47 |
| 5.4 | Lineární motor | 48 |
| 5.5 | Porovnání typů náhonů | 49 |
| 6 | ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY | 50 |
| 6.1 | Způsob snímání polohy | 50 |
| 6.2 | Druh získané informace..... | 50 |
| 6.3 | Druh odměřovacího signálu..... | 51 |
| 7 | VOLBA KONSTRUKČNÍ VARIANTY | 52 |
| 7.1 | Návrhy konstrukčních variant..... | 52 |
| 7.2 | Multikriteriální analýza - Saatyho metoda | 56 |
| 8 | KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ | 59 |
| 8.1 | Vedení..... | 60 |
| 8.1.1 | Výpočty a volba vedení | 61 |
| 8.2 | Náhon..... | 69 |
| 8.2.1 | Výpočty a volba pastorku | 69 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 8.2.2 | Výpočty a volba převodovky | 70 |
| 8.2.3 | Výpočty a volba motoru | 72 |
| 8.2.4 | Kompatibilitnost | 74 |
| 8.3 | Odměrování polohy | 75 |
| 8.4 | Lože | 76 |
| 8.5 | Krytování | 77 |
| 8.6 | Ustavení stroje | 78 |
| 8.7 | Vyhodnocení konstrukčního řešení | 79 |
| 8.8 | Ekonomické zhodnocení | 79 |
| 9 | VÝSLEDNÝ 3D MODEL..... | 80 |
| 10 | ZHODNOCENÍ A DISKUZE | 83 |
| 11 | ZÁVĚR..... | 85 |
| 12 | SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 87 |
| 13 | SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK..... | 91 |
| 13.1 | Seznam použitých zkratk | 91 |
| 13.2 | Seznam použitých symbolů | 91 |
| 13.3 | Seznam obrázků | 95 |
| 13.4 | Seznam tabulek | 97 |
| 14 | SEZNAM PŘÍLOH..... | 99 |

1 ÚVOD

Multifunkční obráběcí centrum typu spodní gantry je jedno z největším obráběcích strojů. Některá centra jsou svou velikostí přímo kolosální. Tyto kolosální rozměry obráběcích center se odvíjí od velikosti obráběné součásti. Poptávka po těchto strojích roste z prostého důvodu - obrobění součásti na jedno upnutí. Multifunkční OC totiž spojují dvě základní obráběcí operace a sice frézování a soustružení.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh lineární osy multifunkčního obráběcího centra, konkrétně osy X. Prvně je nezbytné provést analýzu trhu a důkladnou rešerši současné vědy a techniky řešené problematiky. Stručné a přehledné vyhodnocení rešeršní části, které je základním kamenem pro další postup. Bude následovat návrh různých konstrukčních variant z hlediska pohonu osy a pomocí multikriteriální metody vybrat variantu, která dosáhne nejlepších výsledků. Variantu podrobíme konstrukčním výpočtům a provedeme její vyhodnocení. Vytvoříme 3D model řešení a výkresovou dokumentaci v prostředí Inventoru.

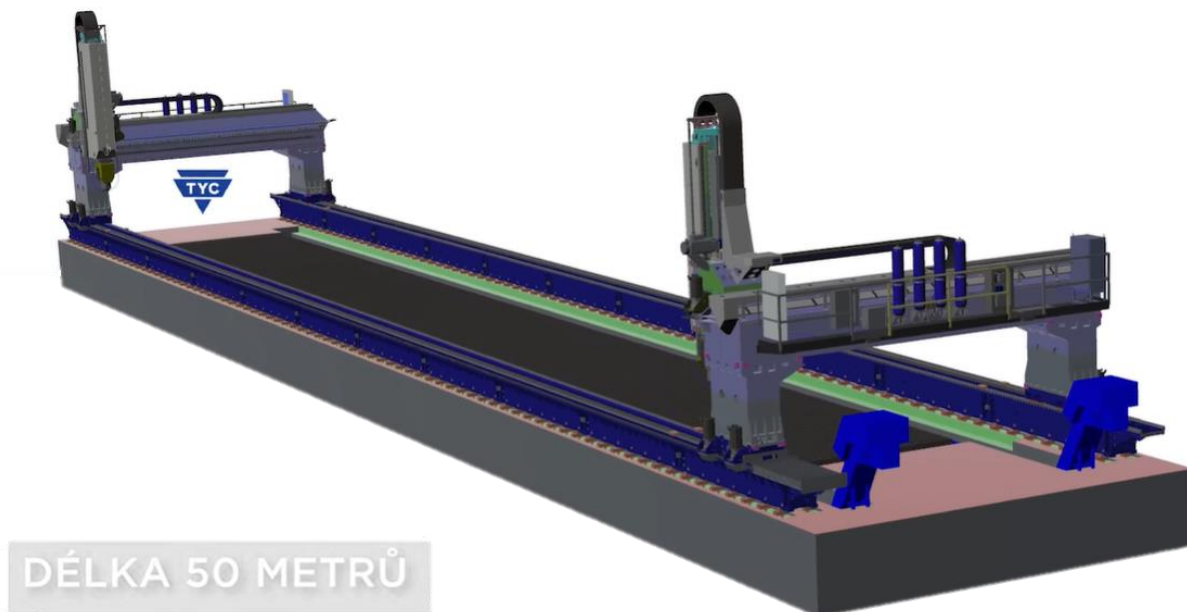
2 MOTIVACE

Toto téma jsem si vybral z prostého důvodu. Obráběcí stroje/centra byly vždy mou oblibou, ale největší zápal pro ně začal v první ročníku magisterského studia na hodinách předmětu: Stavba výrobních strojů I. Oblibu umocnila rešeršní část této práce, konkrétně kniha Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.

3 ANALÝZA TRHU

Tato kapitola je zaměřená na výrobce mající v produktovém portfoliu multifunkční portálová obráběcí centra s pohyblivým portálem (spodní gantry). V popisu jednotlivých strojů budou informace hlavně o lineární ose X (podélná osa). Parametry jsou vypsány v tabulkách.

Koncepce spodní gantry je vhodné na velké obrobky, jelikož pohybové mechanismy nejsou hmotností obrobku zatěžovány. [5]



Obr. 1) Portálové obráběcí centrum FSGT - 400/39 TWIN od firmy Strojírna TYC. Jedná se o největší obráběcí centrum v Evropě vyrobené pro Škoda Vagonka. [6]

3.1 TOS Kuřim (CZE) - TOS FRF

Jedná se portálové obráběcí centrum s pohyblivým portálem (spodní gantry), pevným stolem a pevným příčnickem (box in box). Stojany se pohybují po stranách stolu. Osazen vertikálním vřeteníkem opatřený s „mechanizmem pro automatické upnutí výměnných vřetenových hlav“. V pravé části stojanu se nachází plošina pro obsluhu, která je ke stojanu připevněna. V levé části stojanu se nachází řetězový zásobník nástrojů, vybaven dvouramenným výměníkem. Posuv osy x (podélná) je realizován pastorkem a hřebenem, kdy pastorek je skrze vloženou převodovku naháněn servopohonem. Vedení osy x je valivé. Dle přání zákazníka kromě klasického pevného stolu může být stroj obohacen i o stůl otočný. Odměrování lineárních os je uskutečněno prostřednictvím lineárních inkrementálních pravítek. Krytování osy X je teleskopické. [5]

Tab 1) Parametry osy X stroje řady FRF [7], [8], [podle sdělení Petra Morese (hlavní konstruktér, TOS Kuřim - OS, a.s., Blanenská 1321, Kuřim) dne 2. března 2021]

| Řada | | FRF 200 | FRF 250 | FRF 300 | FRF 400 |
|--------------------------|---------------------|---|---------|---------|---------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 4 000 / 5 000 / 6 000 / 7 000 / 8 000 / 10 000 / 12 000 / 14 000 / 16 000 / 18 000 / 20 000 / 22 000 / 24 000 | | | |
| Pracovní posuv | [m/min] | ≤ 8 | | | |
| Rychloposuv | [m/min] | ≤ 20 (30) | | | |
| Zrychlení | [m/s ²] | 0,5-1 (2 výpočtově) | | | |
| Max. pracovní síla | [N] | 30 000 | | | |
| Krytování | [-] | teleskopické | | | |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben | | | |
| Způsob předepnutí posuvu | [-] | master slave | | | |
| Vedení | [-] | profilové válečkové | | | |
| Odměrování | [-] | fotoelektrický absolutní snímač (Heidenhain) | | | |



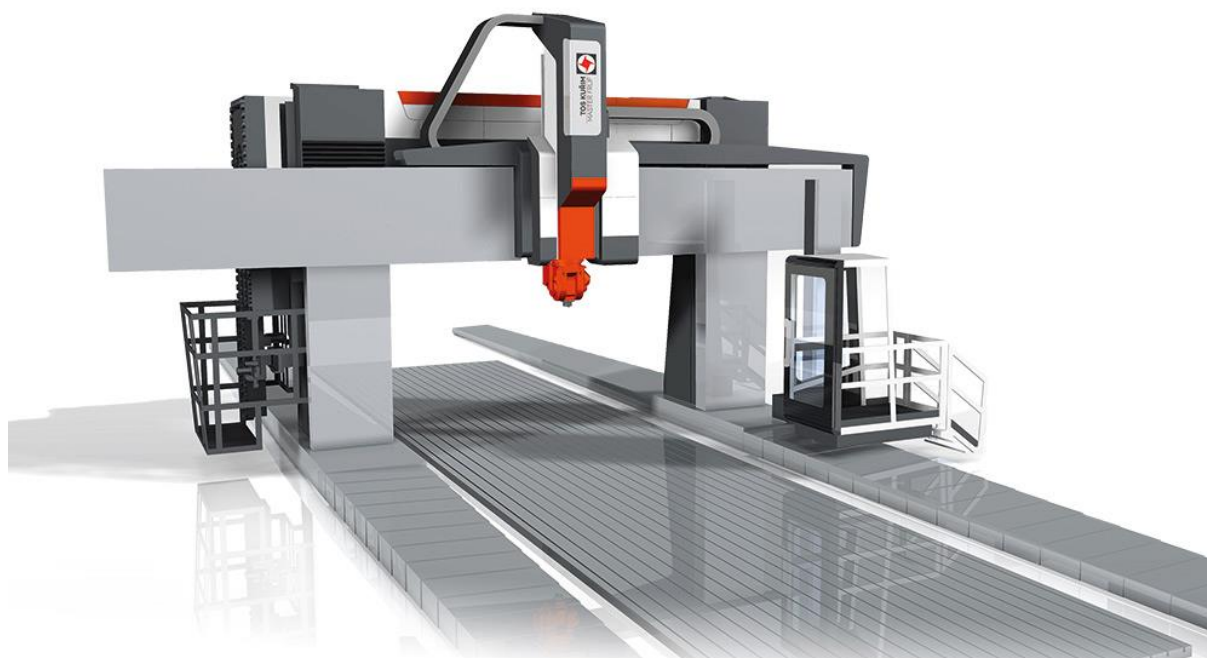
Obr. 2) Portálové OC řady FRF od firmy TOS Kuřim [8]

3.2 TOS Kuřim (CZE) - TOS FRU

Popis následující řady je víceméně podobný řadě FRF až na pár výjimek. Nejedná se o „box in box“ konstrukci, ale příčník je zde přestavitelný. Taktěž stojany se nepohybují po stranách stolu, ale samostatně vedle stolu - nejsou součástí stolu. Více napoví Obr. 3), níže. Dle přání zákazníka kromě klasického pevného stolu může být stroj obohacen i o stůl otočný. Rovněž plošina se může nacházet i na straně levé se zásobníkem nástrojů. [9]

Tab 2) Parametry osy X stroje řady FRU. [9], [podle sdělení Petra Morese (hlavní konstruktér, TOS Kuřim - OS, a.s., Blanenská 1321, Kuřim) dne 2. března 2021]

| Řada | | FRU 200-500 | FRU 300-800 |
|--------------------------|---------------------|--|----------------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 4 000 - 20 000 | 4 000 - 24 000 |
| Pracovní posuv | [m/min] | ≤ 8 | |
| Rychloposuv | [m/min] | ≤ 20 (30) | ≤ 15 |
| Zrychlení | [m/s ²] | 0,5-1 (2 výpočtově) | |
| Max. pracovní síla | [N] | 30 000 | |
| Krytování | [-] | teleskopické | |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben | |
| Způsob předepnutí posuvu | [-] | master slave | |
| Vedení | [-] | profilové válečkové | |
| Odměrování | [-] | fotoelektrický absolutní snímač (Heidenhain) | |



Obr. 3) Portálové OC řady FRU od firmy TOS Kuřim. [9]

3.3 Strojírna TYC (CZE) - FSGC

Portálové obráběcí centrum typu spodní gantry s pevným příčnickem. Dle požadavků zákazníka lze stroj vybavit otočným stolem. Konstrukce stavebnicového typu umožňuje stroj FSGC sestavit v široké škále rozměrů na šířku a hlavně na délku. FSGC je hlavně určen pro hrubovací operace u rozměrných obrobků. Menší a tvarově náročnější obrobky zvládne taktéž. [10]

Tab 3) Parametry osy X stroje řady FSGC [podle ústního sdělení Miroslava Koláře (vedoucí konstrukce, Strojírna TYC s.r.o., Dlouhá třída 17, Mýto) dne 25. února 2021]

| Řada | | FSGC 200 | FSGC 300 | FSGC 400 | FSGC 500 |
|-------------------------|---------------------|---------------------------------------|----------|----------|----------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 4 000 - 50 000 | | | |
| Rychlost posuvu | [m/min] | 1 - 20 | | | |
| Zrychlení | [m/s ²] | 1 - 3 (dle přání zákazníka) | | | |
| Krytování | [-] | teleskopické, měchy | | | |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben, (KŠM) | | | |
| Způsob předeputí posuvu | [-] | master slave | | | |
| Odměrování | [-] | magnetický nebo fotoelektrický snímač | | | |



Obr. 4) Portálové OC řady FSGC od firmy Strojírna TYC. [10]

3.4 Strojírna TYC (CZE) - FSGW

Portálové obráběcí centrum typu spodní gantry s přestavitelným příčnickem. Konstrukce stavebnicového typu umožňuje sestavit stroj FSGW v široké škále rozměrů na šířku a hlavně na délku. FSGW je určen pro obrábění rozměrných obrobků (zvláště hmotných a značně vysokých). Dle požadavků zákazníka lze stroj vybavit otočným stolem, což je pak možné obrábět i dílce rotačního charakteru. Menší a tvarově náročnější obrobky zvládne taktěž. [11]

Tab 4) Parametry osy X stroje řady FSGW [podle ústního sdělení Miroslava Koláře (vedoucí konstrukce, Strojírna TYC s.r.o., Dlouhá třída 17, Mýto) dne 25. února 2021]

| Řada | | FSGW |
|--------------------------|---------------------|---------------------------------------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 4 000 - 50 000 |
| Rychlost posuvu | [m/min] | 1 - 20 |
| Zrychlení | [m/s ²] | 1 - 3 (dle přání zákazníka) |
| Krytování | [-] | teleskopické, měchy |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben, (KŠM) |
| Způsob předepnutí posuvu | [-] | master slave |
| Odměrování | [-] | magnetický nebo fotoelektrický snímač |



Obr. 5) Portálové OC řady FSGW od firmy Strojírna TYC. [11]

3.5 Zimmermann (GER) - FZ30/FZ35

Portálové obráběcí centrum typu spodní gantry s pevným příčným. Jde o starší model firmy Zimmermann. Od této varianty se vesměs opouští a v současné době se firma více soustředí na portálová obráběcí centra typu horní gantry. Stroj je schopen automatické výměny hlav. Typy FZ30 a FZ35 jsou použitelné pro obrábění hliníku (i další lehké kovy) popř. lehké hrubovací operace oceli a litiny. V základu je posuv osy X realizován kuličkovým šroubem a maticí (kdy poháněna je matice). Případě zájmu většího pracovního zdvihu osy X bude posuv realizován pastorkem a hřebenem. [12]

Tab 5) Parametry osy X stroje řady FZ30 a FZ35. [12], [podle sdělení Jiřího Macháčka (technický poradce, Stroje JMK s.r.o., Jánská 199, Kroměříž) dne 17. února 2021]

| Řada | | FZ30 / FZ35 |
|-----------------|---------------------|--|
| Pracovní zdvih | [mm] | 3 000 - 6 000 (40 000) |
| Rychlost posuvu | [m/min] | ≤ 20 |
| Zrychlení | [m/s ²] | 1,5 |
| Krytování | [-] | teleskopické |
| Způsob posuvu | [-] | KŠM, pohon matice (pastorek a hřeben) |
| Odměrování | [-] | fotoelektrický inkrementální snímač (Heidenhain) |



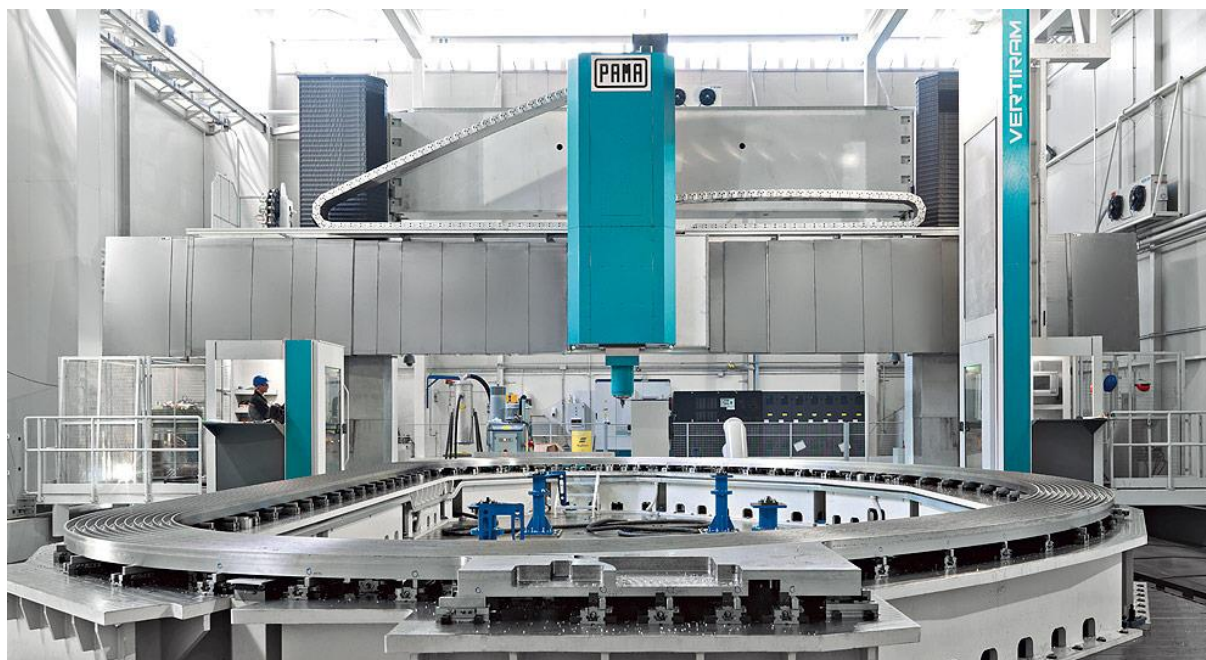
Obr. 6) Portálové OC řady FZ30/FZ35 od firmy Zimmermann. [12]

3.6 PAMA (IT) - VERTIRAM-GT

Portálové obráběcí centrum typu spodní gantry. Konfigurace portálu se skládá ze dvou stojanů spojených příčnicí, který je k dispozici v pevném i pohyblivém provedení. Stroj je vybaven ústrojím pro automatickou výměnu vřetenových hlav. Stojany se pohybují o stranách stolu a jsou chráněny teleskopickým krytváním. Dle požadavků zákazníka může být stroj dovybaven otočným stolem. Vedení os u řad 1000-GT a 2000-GT je kombinací valivého a hydrostatického vedení, u řad 3000-GT a 4000-GT je vedení hydrostatické. [13]

Tab 6) Parametry osy X stroje řady VERTIRAM-GT. [13], [podle sdělení Miroslava Chmelky (jednatel, MRM Machinery s.r.o., třída Generála Píky 5, Brno) dne 22. února 2021]

| Řada | | 1000-GT | 2000-GT | 3000-GT | 4000-GT |
|--------------------------|---------|---|---------|---------|---------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 4 000 + (N x 1000) | | | |
| Rychlost posuvu | [m/min] | ≤ 30 | | ≤ 25 | |
| Krytování | [-] | teleskopické (měchy) | | | |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben | | | |
| Způsob předepnutí posuvu | [-] | master slave | | | |
| Vedení | [-] | profilové válečkové / hydrostatické | | | |
| Odměřování | [-] | fotoelektrický inkrementální snímač s referen. značkami | | | |



Obr. 7) Portálové OC řady VERTIRAM-GT od firmy PAMA. [14][13]

3.7 Unisign (NED) - Uniport 7000

Portálové obráběcí centrum koncepce spodní gantry s automaticky výměnnými vřetenovými hlavami (indexování po 1° v obou osách). Jde o 3 až 5-osé portálové OC s pevným stolem a posuvným portálem. Konstrukce příčnicku je „box-in-box“. Dle požadavků zákazníka může být stroj vybaven několika typy automaticky výměnných vřetenových hlav. Stroj může být taktéž vybaven otočným stolem, což z něj dělá multifunkční OC. [15]

Tab 7) Parametry osy X stroje řady Uniport 7000. [15], [podle sdělení Miroslava Chmelky (jednatel, MRM Machinery s.r.o., třída Generála Píky 5, Brno) dne 23. února 2021]

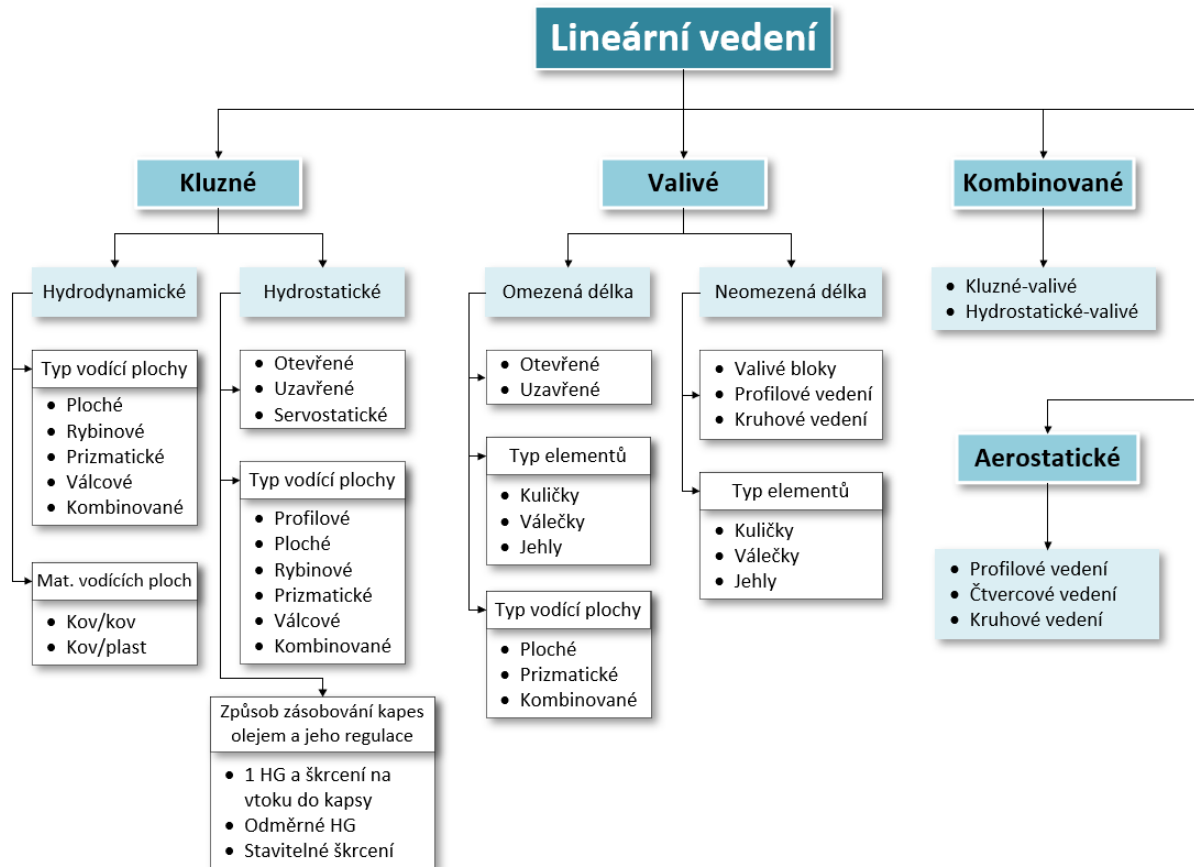
| Řada | | Uniport 7000 |
|---------------------------|---------------------|---------------------|
| Pracovní zdvih | [mm] | 6 000 - 24 000+ |
| Pracovní posuv | [m/min] | 5 - 40 |
| Rychloposuv | [m/min] | ≤ 40 |
| Zrychlení | [m/s ²] | 1,5 |
| Max. pracovní síla | [N] | 50 000 |
| Krytování | [-] | měch |
| Způsob posuvu | [-] | pastorek a hřeben |
| Způsob předeprnutí posuvu | [-] | master slave |
| Vedení | [-] | profilové válečkové |



Obr. 8) Portálové OC řady Uniport 7000 od firmy Unisign. [15]

4 VEDENÍ

Jedná se o soustavu ploch, na kterých dochází ke styku pohyblivé části (např. suport, stůl, saně, pinola) s nepohyblivou (např. lože). Vedení se pohybuje po geometricky přesné dráze. Stýkající se plochy nesou název plochy vodící. Druhy vedení uplatňovaných v konstrukci CNC lze vidět na Obr. 9). [2]



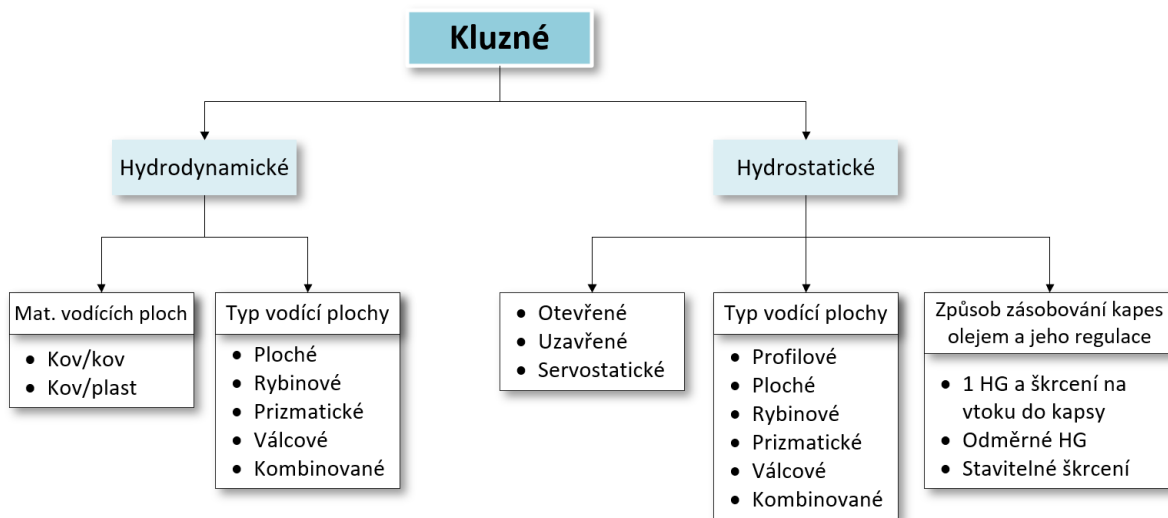
Obr. 9) Druhy lineárních vedení používaných ve stavbě a konstrukci CNC

Při konstrukci CNC strojů klademe na vodící plochy následující požadavky [2]:

- Vedení má mít vysokou dynamickou a statickou tuhost.
- Vedení musí být vyrobeno s takovou geometrickou přesností drah, aby odpovídali požadavkům přesnosti práce daného stroje.
- Dlouhá životnost přesnosti vedení.
- Při opotřebení musí být možnost vymezení vzniklé vůle.
- Dobrá jakost povrchu.
- Dobrá ochrana proti proniknutí třísek, prachu a jiných nečistot, které by měly negativní vliv na kvalitu vodící plochy.
- Dobré mazání k minimalizování opotřebení a ztrát pohybu.
- Vhodný profil/tvar zaručující dobré vedení o 1° volnosti a dobrý přenos sil mezi.
- Stěžejní bod pro body předchozí je jednoduchý tvar s ohledem na výrobu.

4.1 Kluzná vedení

Kluzná vedení se používají ve dvou variantách. Dle třecích poměrů mezi vodícími plochami můžeme kluzná vedení rozdělit na hydrodynamické a hydrostatické. [2]



Obr. 10) Rozdělení kluzného vedení

4.1.1 Hydrodynamická vedení

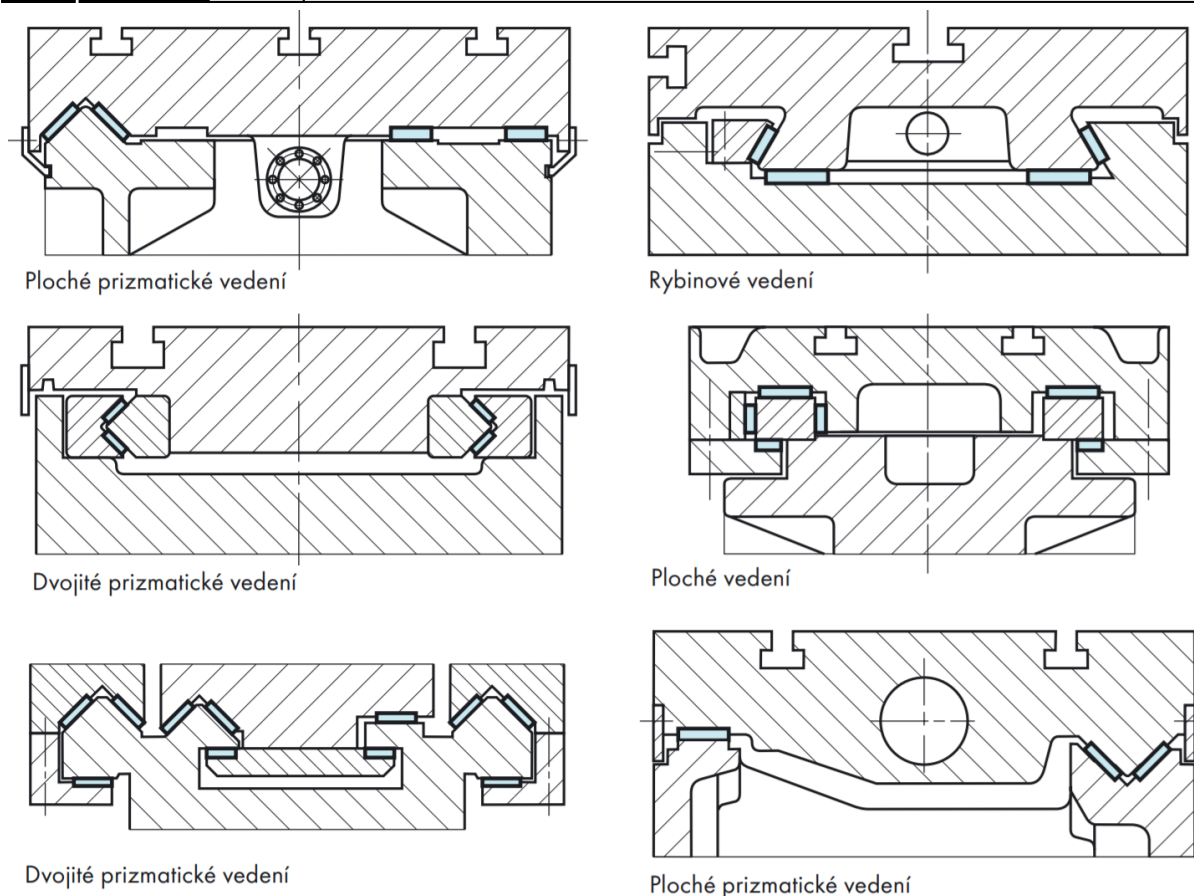
Hydrodynamické vedení můžeme dle tvaru průřezu rozdělit na hranoly trojboké, čtyřboké a válcové. Dále jej lze rozdělit dle vodících ploch patrných z Obr. 10). [2]

Hlavní nevýhodou tohoto vedení je nestabilita pohybu, která se projevuje:

- nerovnoměrným trhavým pohybem → zhoršení jakosti obrobeneho povrchu.
- necitlivost → maří přesného polohování nástroje vůči obrobku.

Nestabilita pohybu je způsobena nelineární závislostí rychlosti a součinitele tření. Jednoduše řečeno: Abychom překonali součinitel tření za klidu (třecí odpor), musíme vynaložit určitou posuvovou sílu. Jakmile se saně dají do pohybu součinitel tření prudce klesá (nahodnotu tření za pohybu) a tím i třecí odpor. V tomto okamžiku vynaložená posuvová síla je větší než třecí odpor a vzniká zrychlující síla. Jejím účinkem je náhlé zrychlení a tím saně poskočí. Trhavý pohyb je následkem kombinací poklesu součinitele tření a poddajnosti posuvové soustavy. [3]

U obráběcích strojů se používají nebo se nějakou svou výhodou osvědčili hydrodynamická vedení válcové, prizmatické, rybinové, ploché a kombinované. Válcové vedení je velmi vhodné pro vedení pinoly koníku u soustruhů a pinoly vřetena u frézek a vrtaček. Prizmatické vedení se používá pro vedení saní a koníku na loži soustruhu. Toto vedení zachycuje radiální síly a omezeně axiální síly. Rybinové vedení se využívá u supportu a saní. Zachycuje vodorovné (i sil působících vzhůru) i svislé zatížení. Velké tření. U CNC strojů je málo rozšířené. Ploché vedení je ideální pro zachycování velkých sil i momentů. Nejčastěji se vyskytuje u velkých obráběcích strojů. Kombinované vedení se u obráběcích strojů nejčastěji používá ve variantě: kombinované vedení prizmatické a ploché. Vymezování boční vůle není třeba. Velká přesnost přímočarého pohybu. Příklady kombinací hydrodynamických vedení jsou názorně ukázány na Obr. 11). [2]



Obr. 11) Příklady kombinací hydrodynamických vedení. [16]

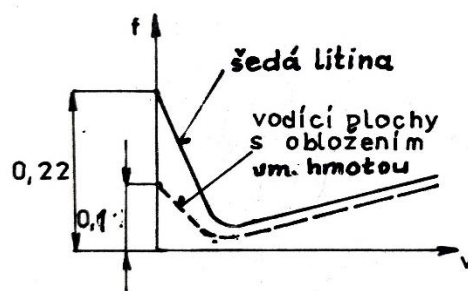
Materiál

Volba materiálu vodících ploch je při konstrukci hydrodynamického vedení důležitá. Vedení je vyrobeno s určitou přesností. Vhodnou kombinací materiálu vodících ploch můžeme tuto přesnost prodloužit. Často užívanými materiály jsou kalená ocel, šedá litina či kalená šedá litina a umělé hmoty. Odolnost vodících ploch vůči opotřebení závisí na mnoha faktorech. Hlavní z nich jsou fyz-chem. vlastnosti materiálu vedení, chemické složení a drsnost vodících ploch. Pokud mají obě vodící plochy stejnou tvrdost, mohou se zadírat, zejména při vyšších měrných tlacích a nízkých rychlostech posuvu. Mají-li rozdílnou tvrdost, opotřebovávají se méně. Z tohoto důvodu se volí kombinace měkkého a tvrdšího materiálu. Důležité a delší vodící plochy jsou tvrdší (např. vodící plochy lože) než plochy u supportu. Vodící plocha lože bývá opotřebovávána na místech pohybu supportu, tedy nerovnoměrně. Z tohoto důvodu bývá vodící plocha dělená pro support a koník. Každopádně stěžejní je zamezení přístupu nečistot, třísek apod. na vodící plochy. [2]

Tab 8) Přehled materiálu pro vodící plochy. [1]

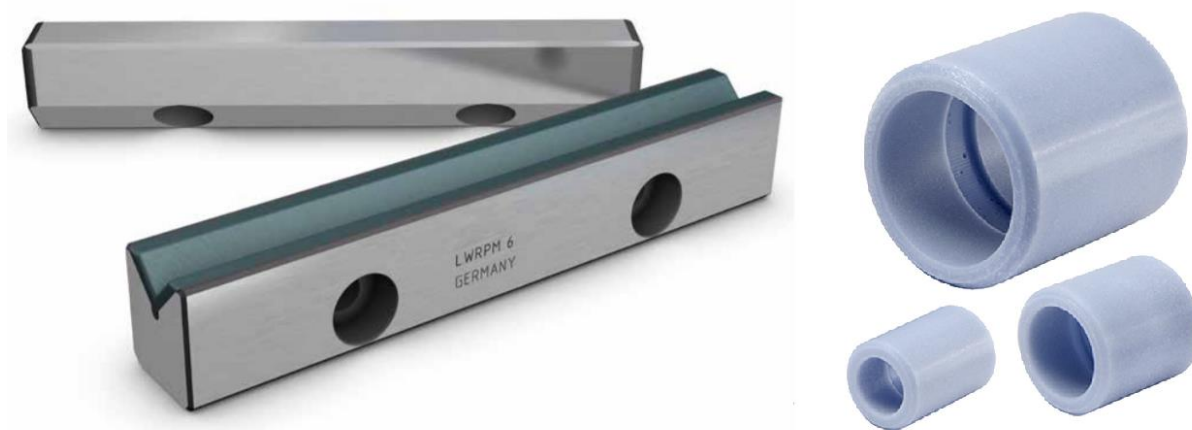
| Materiál vodících ploch | | Největší dov. měrný tlak p [MPa] | Součinitel tření f [-] | Oblast využití |
|-------------------------|---|----------------------------------|------------------------|---|
| kratší plochy - stůl | delší plochy - lože | | | |
| šedá litina | šedá litina (+20 HB) | 2 ÷ 3 | 0,1 ÷ 0,15 | stoly a suporty soustruhů, frézek apod. |
| | | 0,15 ÷ 0,8 | 0,06 ÷ 0,1 | stoly hoblovek (nižší hodnota p pro velké rychlosti) |
| | | 0,005 ÷ 0,1 | 0,06 ÷ 0,1 | Stoly brousek apod. |
| | litina povrchově kalená (48 - 53 HRC) ocelové kalené lišty (60 - 63 HRC) | 2,5 ÷ 3,5 | 0,1 ÷ 0,15 | stoly a suporty os s vyšší odolností proti opotřebení |
| umělá hmota | šedá litina | 0,35 ÷ 0,8 | 0,02 ÷ 0,06 | stoly a suporty od s menším třením |

Ovšem použití umělých hmot přináší širší rozhled. Umělé hmoty mají lepší třecí vlastnosti (Obr. 12) a velká odolnost vůči zadření. Nevýhodou je malá odolnost proti opotřebení. [2]



Obr. 12) Srovnání součinitele tření. [2]

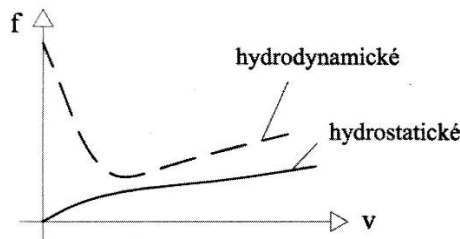
Zajímavé řešení hydrodynamického vedení od firmy Ewellix (bývalý SKF Motion) lze vidět na Obr. 13). Jako jednu z vodících ploch zvolila termoplastický materiál Turcite®-B. Mezi jeho přednosti patří: nízké tření (0,022 ÷ 0,055) bez trhavých pohybů, zejména při nízkých rychlostech; odolnost proti opotřebení, což vede k dlouhé životnosti; odolnost proti agresivním chladicím kapalinám, vlhkosti a nečistotám. [17], [16]



Obr. 13) Hydrodynamické vedení od firmy Ewellix (bývalý SKF Motion); vlevo prizmatické, vpravo kruhové. [17]

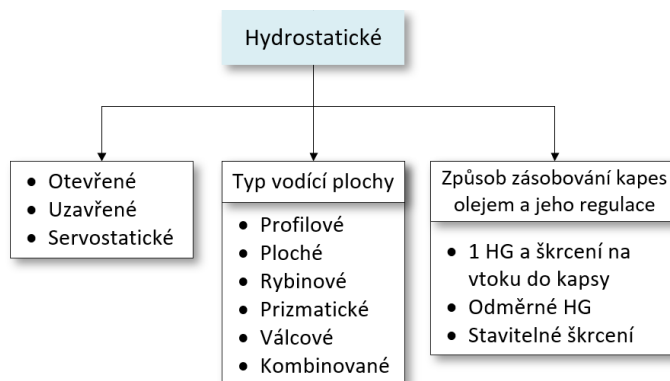
4.1.2 Hydrostatická vedení

Hydrostatické vedení funguje na principu kapalinového tření. Toto tření je 0,000005 což několikanásobně menší než „suché tření/klasické tření“ (Obr. 14). Tlakový olej je dodáván mezi vodící plochy. Hydrostatické vedení sestává z nejméně z tří ložiskových kapes. Jedna z vodících ploch obsahuje tyto ložiskové kapsy a druhá z ploch je zcela hladká. [2]



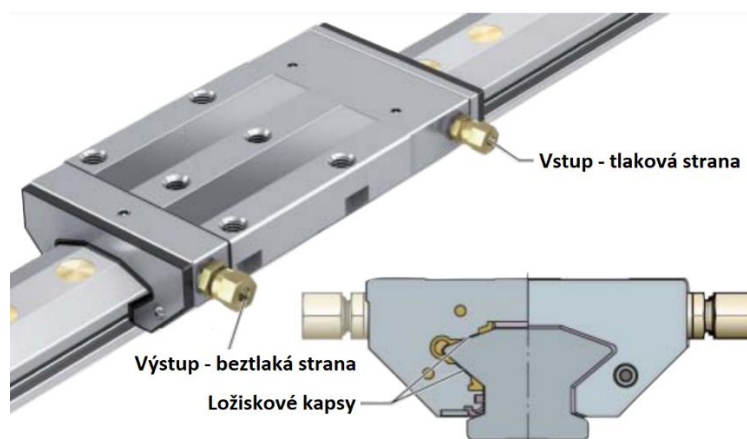
Obr. 14) Závislost součinitele tření na rychlosti. [1]

Výhody: malý součinitel tření; lepší tlumení vibrací než vedení hydrodynamické; téměř žádné opotřebení; velká tuhost vedení. **Nevýhody:** řešení zpětného odtoku/odběru kapaliny; vysoká tuhost částí vedení; komplikovaná konstrukce; důkladná filtrace oleje; nákladné porízení a provoz. Vedení můžeme rozdělit dle způsobu dopravy a regulace kapaliny. [2]



Obr. 15) Rozdělení hydrostatického vedení

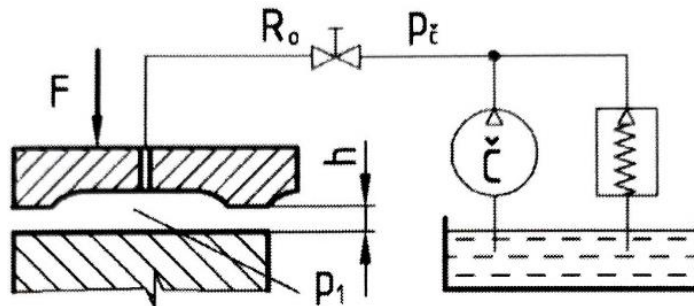
U většiny níže zmíněných druhů hydrostatických vedení lze použít jako vodící plochy - prizmatické, ploché, rybinové, válcové, profilové a kombinované. Nejčastěji používané jsou však profilová vedení. Všechny výše zmíněné druhy hydrostatických vedení mohou být v provedení jako otevřená či uzavřená.



Obr. 16) Hydrostatické vedení od firmy INA. [18]

Otevřené hydrostatické vedení

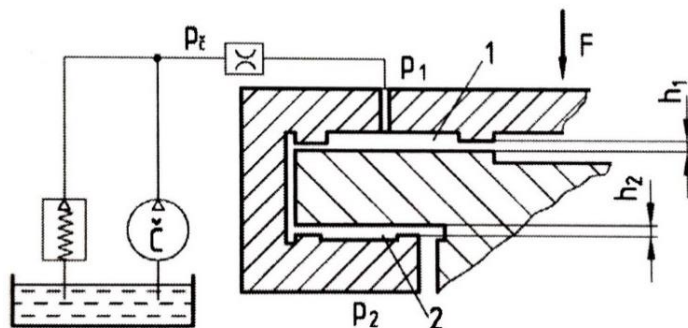
Použití otevřeného systému je vhodné, pokud je zatížení pohyblivé části vedení poměrně rovnoměrné. Není vhodná při velkých klopných momentech. Zatížení musí být dostatečně velké, aby počáteční tuhost kapalinové vrstvy byla dostačující. Tedy je vhodné použít otevřené hydrostatické vedení v případě, kdy máme zaručené velké počáteční zatížení a malou změnu vnějšího zatížení. Pokud tyto předpoklady nejsou splněny, je lepší použít hydrostatické vedení uzavřené. [3]



Obr. 17) Schéma otevřeného hydrostatického vedení. [1]

Uzavřené hydrostatické vedení

Čerpadlo přivádí tlakový olej skrz škrťací ventil do ložiskových kapes 1 na hlavní vodící ploše a ložiskových kapes 2 na doplňující ploše. Skrze mezery h_1 a h_2 je olej z ložiskových kapes vytlačován do odpadu. Pokud se zatížení zvýší, mezera h_1 se zúží, mezera h_2 zvětší. Kapsy 1 a 2 působí určitou silou na vodící plochu. Výsledná síla těchto dvou sil musí být pak v rovnosti s vnějším zatížením. [3]



Obr. 18) Schéma uzavřeného hydrostatického vedení. [1]

1 HG a škrčení na vtoku do kapsy

Jde o systém s jedním hydrogenerátorem a s škrčením na vtoku do každé kapsy (Obr. 19). Hydrogenerátor dodává konstantní tlak, kdy na vtoku do kapsy je tlak snížen na tlak pracovní, který se odvíjí od zatížení. Zvýší-li se zatížení, mezera se zmenší a pracovní tlak se zvýší a naopak. Každá kapsa má svůj škrťací ventil. Škrčení je realizováno pomocí krátké či dlouhé kapiláry nebo stavěné škrčení. Tento systém je z důvodů pořizovacích nákladů v praxi nejčastěji používán. [2]

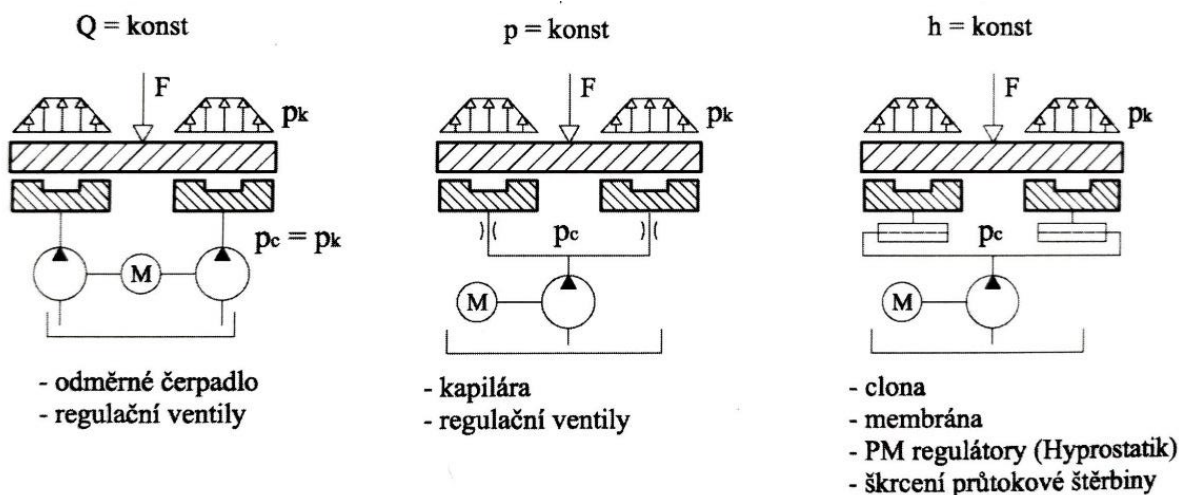
Odměrné HG

Jedná se o systém (Obr. 19), kde každá ložisková kapsa má svůj vlastní odměrný hydrogenerátor, které dopravují do jednotlivých kapes tlakový olej o stejném množství. Odměrné hydrogenerátory jsou zásobována centrálním plnicím čerpadlem. Tento systém má větší tuhost a pořizovací náklady než systém s jedním hydrogenerátorem. [2]

Škrčení závislé na zatížení

Chceme-li docílit nejlepší přesnosti a tuhosti hydrostatického vedení použijeme hydrostatické vedení se stavitelným škrčením v závislosti na zatížení (Obr. 19). Zmíněná regulace probíhá pomocí pružného pouzdra, membrány apod. [2]

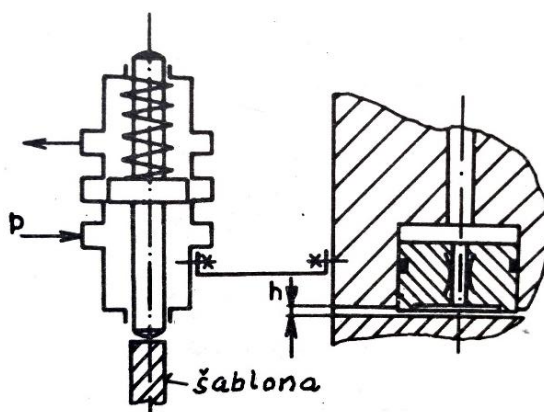
Stavitelným škrčením lze dosáhnout téměř konstantní olejové mezery při změně zatížení. Jednoduše řečeno můžeme říct, zvýšili se zatížení, zvýší se i tlak v ložiskové kapse. To způsobí deformaci membrány či pružného pouzdra, hydraulický odpor se sníží a průtok se zvýší. Funguje to i obráceně. [2]



Obr. 19) Způsoby zásobování kapes olejem a jeho regulace. [1]

Servostatická vedení

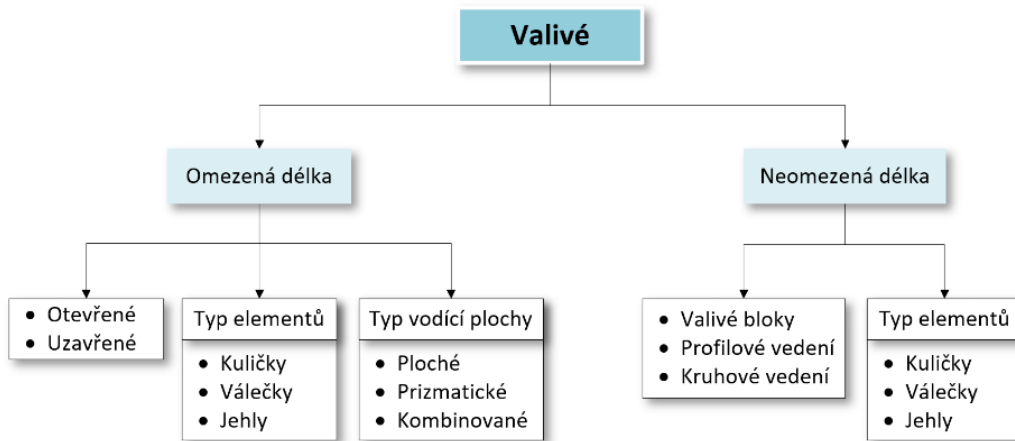
Spočívá na základě zpětné polohové vazby. Poloha posuvového stolu je určena pomocí šablony, po které jezdí kopírovací šoupátko (Obr. 20). Zmíněné provedení je schopno eliminovat nepřesnosti vodicích ploch způsobené během výroby. [2]



Obr. 20) Schéma servostatického vedení. [2]

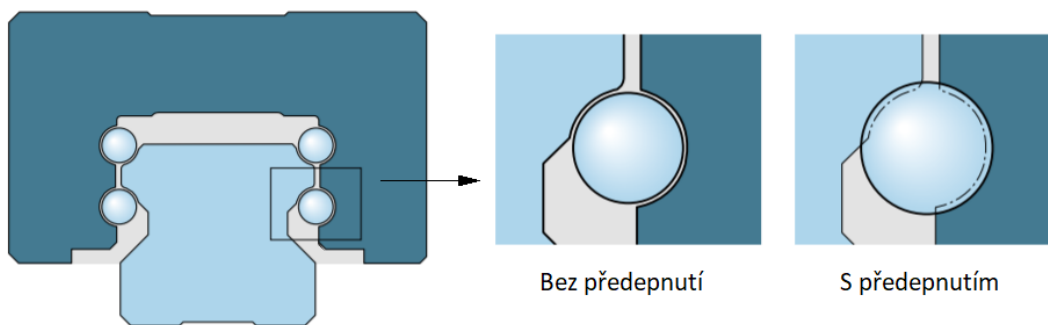
4.2 Valivá vedení

Valivá vedení jsou v nynější době těmi nejrozšířenějšími, zejména u přesných strojů. Svému postavení dosáhlo díky svým **výhodám**, mezi které patří: malý součinitel tření ($0,01 \div 0,03$), což má za následek eliminaci trhavých pohybů při nízkých rychlostech pohybu; možnost předepnutí; malé opotřebení, což vede k dlouhé životnosti; velká přesnost při malých rychlostech pohybu. Mezi **nevýhodami** patří: náročná výroba; vyšší cena; špatné tlumení vibrací. Podobně jako u valivých ložisek se přenos pohybu realizuje pomocí valivých elementů, kterými mohou být kuličky, jehly nebo válečky. [1]



Obr. 21) Rozdělení valivého vedení

Předepnutím můžeme provést například s kuličkami většími než je jejich dráha (Obr. 22). Předepnutím se zvýší tuhost při zatížení. [19]



Obr. 22) Nepředepnutý a předepnutý element (kulička) vedení. [19]

4.2.1 Valivé vedení s omezenou délkou zdvihu

„Zdvih stolu je omezen, neboť klec s valivými prvky vykoná zdvih rovný polovině pracovního zdvihu.“ [3]



Obr. 23) Varianty valivého vedení s omezenou délkou zdvihu. [17]

Tenhle ten typ vedení může být v provedení jako **otevřené**, kdy většinou zachycuje pouze axiální síly. Vodící plochy mohou být ploché, kde vodící elementy mohou být kuličky, válečky i jehly a prizmatické, kde vodícími elementy jsou jehly či válečky do kříže (Obr. 23). Při zdvizech, zvláště u svislých os, nastává k nechtěnému pohybu klece, takzvaný „creeping“. Což má za následek snížení zdvihu a nosnosti. Řešením tohoto problému je „anticreeping“ systém, aplikovatelný na vedení s vodícími elementy jako kuličky, válečky i jehly (Obr. 24). [17]

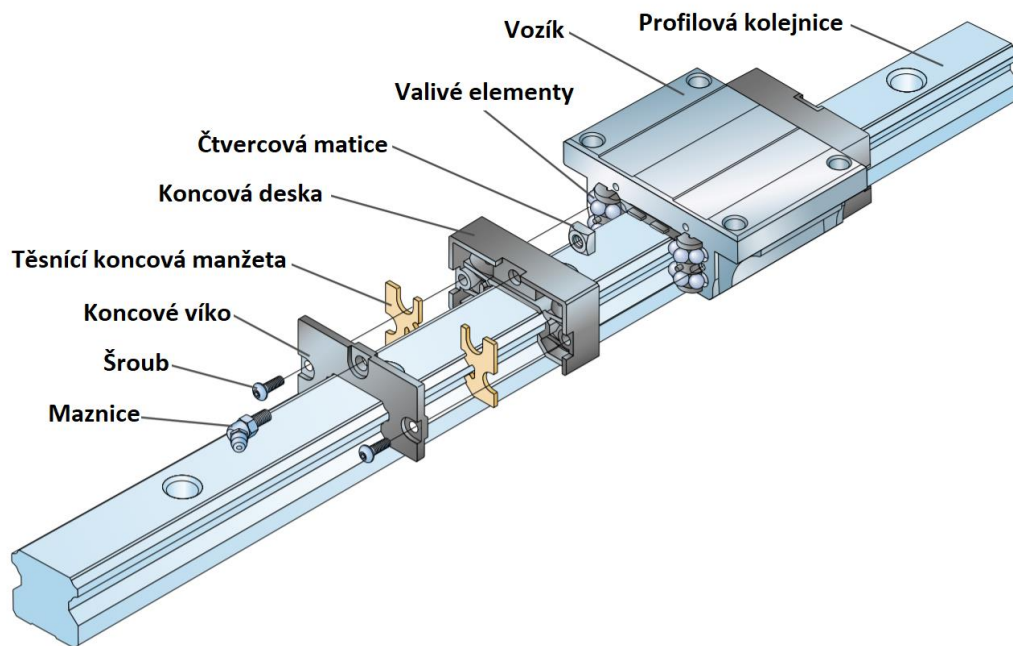


Obr. 24) ACS - Anticreeping systém. [17]

Vedení může být konstruováno i jako **uzavřené**, jenž je vždycky předepnuté a má schopnost přenášet libovolné zatížení v omezené míře. [1]

4.2.2 Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu

Zmíněné vedení se může pohybovat po celé délce lože, respektive kolejnice. Hlavním prvkem umožňující neomezenou délku zdvihu jsou recirkulační jednotky - valivá hnízda (bloky, vozíky). Kolejnice je zde teoreticky jediným omezujícím parametrem posuvu. Princip spočívá v oběhu konečného počtu valivých elementů (kuličky nebo válečky) po dráze v tělese hnízda a na kolejnici. Recirkulační jednotky můžeme rozdělit na valivé bloky, profilová vedení a kruhová vedení. Kolejnice či vozík se připevňují opřením o referenční hranu. [1], [2]



Obr. 25) Valivé profilové vedení - rozpad sestavy. [19]

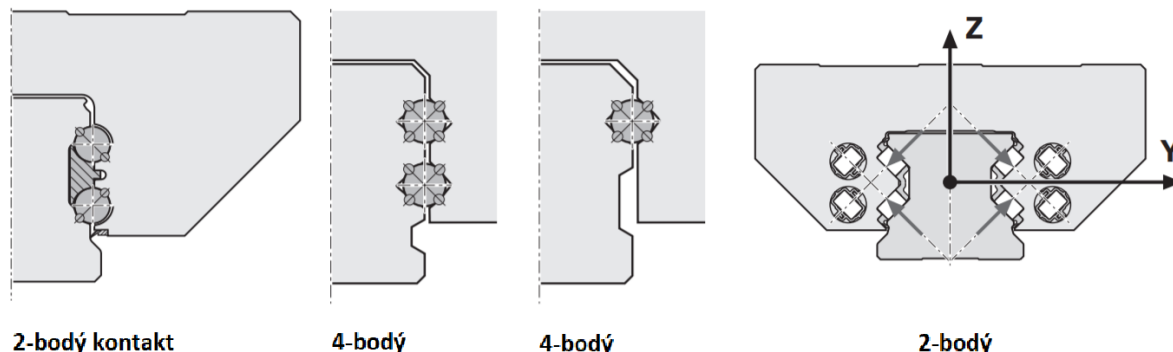
Mezi **výhody** profilového vedení patří: bezvúlový chod; přesnost polohování; snadná instalace; velké posuvové rychlosti; při správném předpětí minimální pružné deformace. Na druhé straně jako **nevýhody** lze uvést: při velkých zatížení nutno volit větší počet vozíků s kolejnici nebo širší profil kolejnice. [1]

Valivé elementy jsou uloženy v klecích a převod řízen taktéž klecí, podobně jako u klasických valivých ložisek. Je to z důvodu lepšího chodu. Jak bylo zmíněno, užívá se dvou valivých elementů. Válečky jsou pro svou větší tuhost vhodné pro náročnější podmínky. Kuličky jsou zase vhodnější pro rychloběžné posuvy. [1]



Obr. 26) Valivé vedení válcové; vlevo válcová pouzdra, vpravo příkladné použití. [20]

Valivé elementy mohou být uspořádány do „X“ nebo „O“. V případě kuliček může být druh kontaktu 2-bodý a 4-bodý. Počet vodících drah může být 2, 4 a 6 (Obr. 27). Avšak 4-bodý kontakt způsobuje mnohem větší tření než 2-bodý. Nejčastěji se používají 4 dráhy s 2-bodý kontaktem. V případě válečků může být pouze 4 dráhy a 2-bodý kontakt (Obr. 27). [1], [21]

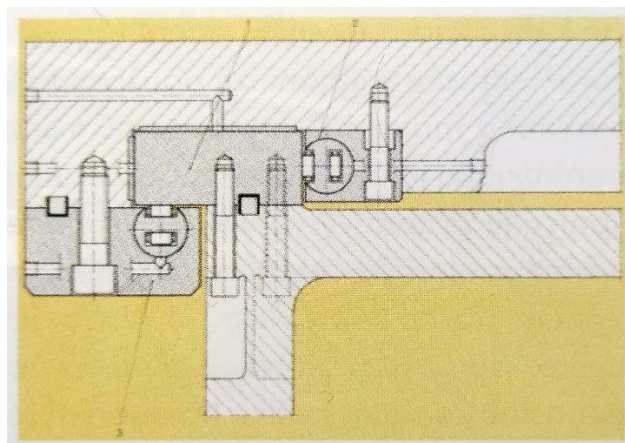


Obr. 27) Příklady druhů kontaktů valivého elementu. [21], [22]

Jak už bylo zmíněno, při větších zatížení je nutno zvýšit počet vozíků a kolejnic. Nutno je i myslet na volbě valivého elementu a uspořádání. Při volbě je stěžejní myslet hlavně na provozní podmínky. [1]

4.3 Kombinované

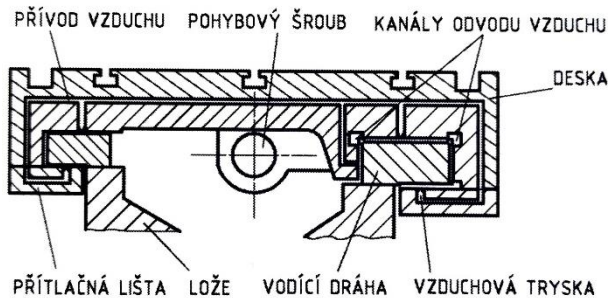
Kombinací zmíněných vedení se může dosáhnout lepších vlastností. V praxi se nejvíce osvědčili tyto kombinace (obr. kluzně val. - na jedné ose i na celém stroji; valivě-hydrostatická - na jednom stroji). Kluzně-valivé uzavřené vedení (Obr. 28) a valivě hydrostatické vedení (Obr. 7). Uzavřené kombinované kluzně-valivé vedení se používá v případech, kdy je žádoucí utlumit kmitání od zatížení z řezného procesu (plochy vrchní a boční lišty) a současně neztěžovat zatížení lišt bočních a spodních od klopného momentu. [1]



Obr. 28) Kombinované kluzně-valivé uzavřené vedení. [1]

4.4 Aerostatické

Aerostatické vedení je podobné hydrostatickému vedení, ale místo oleje se používá stlačený vzduch. Příklad tohoto vedení je patrný z Obr. 29). Vodicí dráha může mít profilový, čtvercový nebo kruhový tvar.

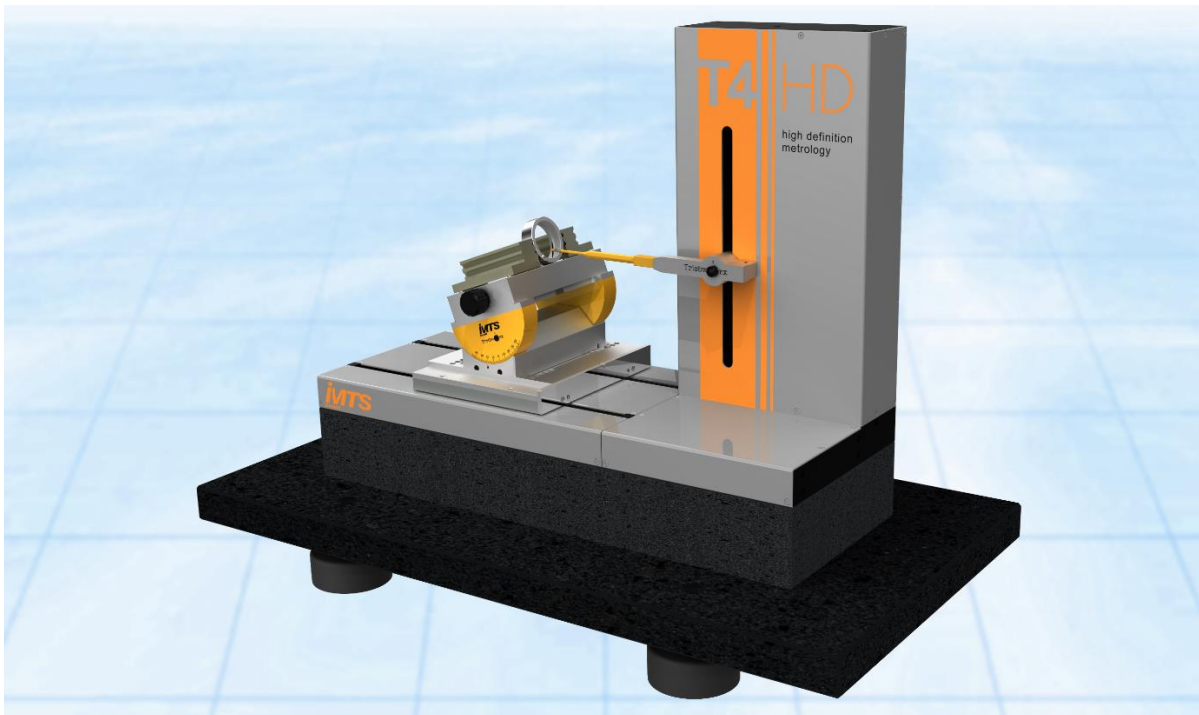


Obr. 29) Aerostatické vedení. [1]



Obr. 30) Aerostatické vedení od firmy New Way. [23]

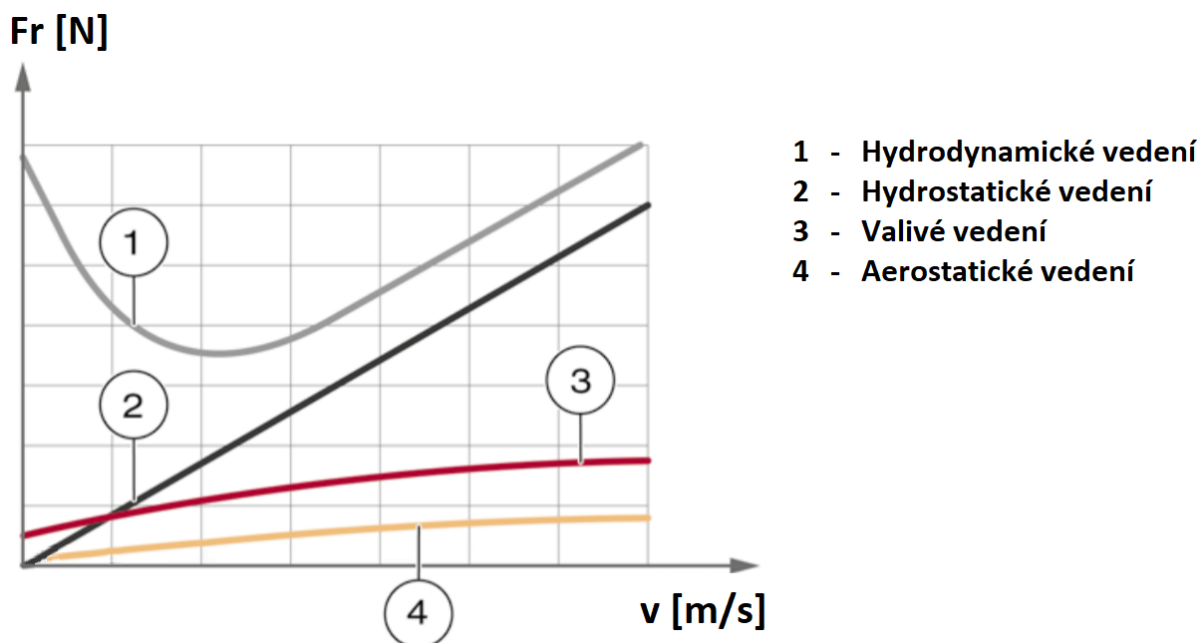
Aerostatické uložení je méně tuhé v porovnání s hydrostatickým. Z tohoto důvodu se používá pouze u malých přesných strojů, většinou u měřicích automatů. Vůli uložení (vliv hmotnost obrobku) lze korigovat změnou tlaku vzduchu přiváděného do kapes. Výhodou je čisté pracovní prostředí a zpětný odvod vzduchu není třeba. [3]



Obr. 31) Měřicí centrum T4HD Aero od firmy IMTS. [24]

4.5 Porovnání typů vedení

V této kapitole shrneme porovnání jednotlivých typů vedení. Na Obr. 32) níže lze vidět graf, porovnávající velikost třecí síly jednotlivých typů vedení v závislosti na rychlosti. Nejlepší třecí vlastnosti má vedení aerostatické a hned za ním je vedení valivé. Nejhorší vlastnosti má vedení hydrodynamické, kde ke všemu nastávají trhavé pohyby. V Tab 9) lze vidět hodnocení vlastností jednotlivých typů vedení.



Obr. 32) Graf závislosti třecí síly na rychlosti - porovnání tření jednotlivých typů vedení. [43]

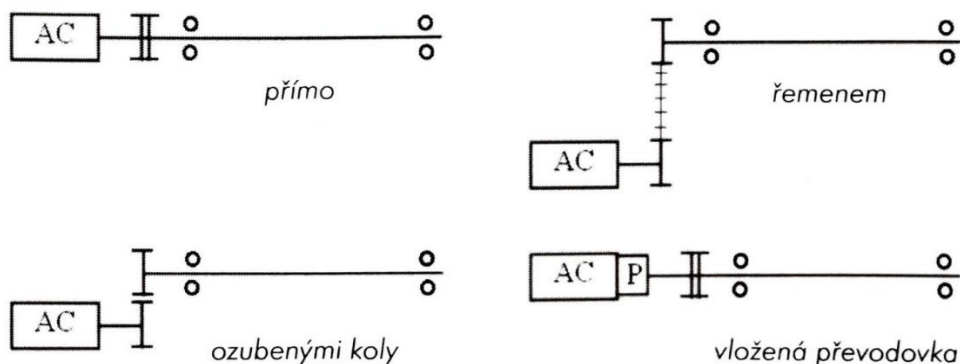
Tab 9) Hodnocení vlastností typů vedení [2]

| Vedení | Hydrodynamické | Hydrostatické | Valivé |
|---------------------------|----------------|---------------|---------|
| Tlumení | vysoké | vysoké | nízké |
| Přesnost chodu | vysoká | vysoká | střední |
| Rozsah rychlostí | nízký | vysoký | střední |
| Odolnost proti opotřebení | střední | vysoká | střední |
| Ztrátový výkon | vysoký | střední | nízký |
| Pořizovací náklady | střední | vysoké | nízké |
| Možnost chlazení | střední | vysoká | střední |
| Provozní spolehlivost | vysoká | nízká | vysoká |

5 POSUV LINEÁRNÍ SOUSTAVY

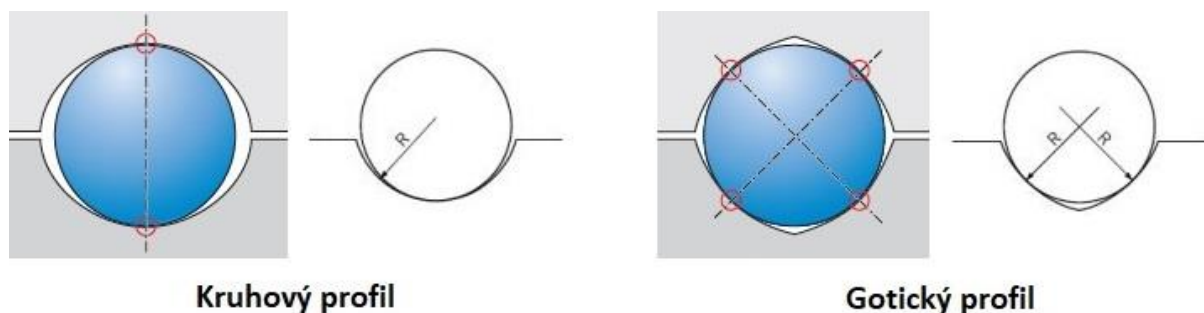
5.1 KŠM

Náhon lineární osy pomocí kuličkového šroubu a matice (KŠM) má dvě provedení. Buď se šroub otáčí a matice posuvový pohyb nebo šroub stojí a matice se otáčí a zároveň koná posuvový pohyb viz Obr. 36). Napojení na kuličkového šroubu a matice může být realizováno přímo, ozubeným převodem, řemenem či vloženou převodovkou (planetová, cykloidní, harmonická) viz Obr. 33). [1]



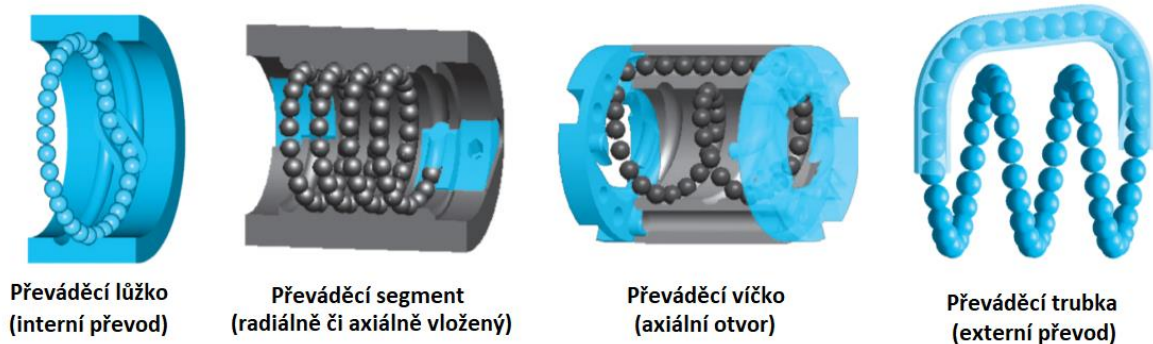
Obr. 33) Způsoby napojení na KŠM. [1]

Závit kuličkového šroubu může být vyroben s gotický profilem nebo kruhovým profilem viz Obr. 34). Gotický profil je velmi přesný, umožňuje předepnutí a vymezení vůle, ovšem výroba je dražší. Kruhový profil je výrobně levnější nicméně má menší účinnost a vlivem menšího stykového úhlu dochází k většímu zatížení kuliček. Profil závitů kuličkového šroubu se může vyrobit okružovacím frézováním a vzápětí dokončovat broušením. Dalším způsobem zhotovení je válcováním okružováním. [1]



Obr. 34) Kruhový a gotický profil závitů kuličkového šroubu. [25]

Převádění kuliček (recirkulace) může být realizováno převáděcím lůžkem (interní převod), Převáděcím lůžkem (radiálně či axiálně vložený), převáděcím víčkem (axiální otvor) nebo převáděcí trubkou (externí převod) viz Obr. 35). Převáděcí lůžko je standardní řešení a je v rámci stoupání jednoho závitu. Převáděcí segment radiálně či axiálně vložený je v rámci stoupání několika závitů (nestandardní maticové jednotky). Převáděcí trubka je známým zástupcem externího převodu. Dalším provedením jsou převáděcí víčka (axiální otvory), které jsou vhodné pro rychloběžné kuličkové šrouby. Převáděcích segmentů je celá řada a každá firma si vyvíjí vlastní. [1], [26]



Obr. 35) Způsoby převádění kuliček. [27]

Předepnutí valivých elementů neboli vymezení vůle mezi šroubem a maticí může být uskutečněno následujícími variantami přehledně shrnuty na Tab 10).

Tab 10) Přehled způsobů předepnutí. [1]

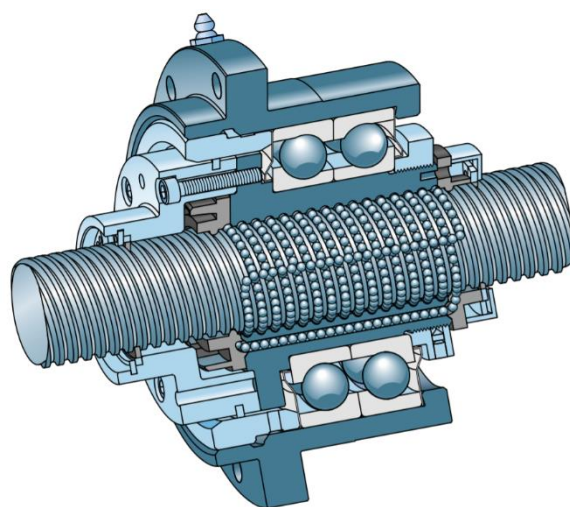
| Způsob předepnutí | Poznámka |
|---|---|
| <p>vymezovací podložka</p> <p>Předepnutí vloženou vymezovací podložkou</p> <p>Kontakt kuliček při použití vymezovací podložky</p> | <p>Pomocí nabroušené podložky je mezi maticemi nastaveno předpětí. Užití pro delší matice s výbornou tuhostí.</p> |
| <p>pružina</p> <p>Předepnutí vloženou pružinou</p> <p>Hlavní vnější zatížení</p> <p>Kontakt kuliček při použití pružiny</p> | <p>Předepnutí je provedeno pomocí talířové pružiny. Užití pro velké matice a malé zatížení (menší tuhost).</p> |
| <p>diference ve stoupání</p> <p>Předepnutí diferencí ve stoupání</p> <p>Kontakt kuliček při diferencí ve stoupání</p> | <p>Předepnutí je provedeno pomocí nabroušení rozdílného stoupání. Užití pro střední délky matic s dobrou tuhostí.</p> |
| <p>výběr kuliček</p> <p>Předepnutí výběrem kuliček</p> <p>Kontakt kuliček při výběru kuliček</p> | <p>Předpětí je dáno výběrem kuliček. Užívá se pro krátké matice s menší tuhostí.</p> |
| <p>dělená matice</p> <p>Předpětí je dáno směrným spojem. Užití pro krátké matice s menší tuhostí.</p> | <p>Předpětí je dáno směrným spojem. Užití pro krátké matice s menší tuhostí.</p> |

Způsob uložení KŠM je důležitým parametrem, který ovlivňuje statickou tuhost. Máme několik možností, jak ukazuje Tab 11), avšak oboustranné axiální uložení je nejpříznivější.

Nicméně u tohoto způsobu uložení musíme vzít v úvahu tepelnou dilataci při provozu, které můžeme předejít předepnutím na tah ve „studeném“ stavu. V závislosti na uložení se odvíjí i dovolené otáčky kuličkového šroubu, které většina výrobců uvádí ve svých katalozích. [1],[2]

Tab 11) Způsoby uložení KŠ. [1]

| Způsob uložení | Schéma |
|--|--------|
| levý konec axiálně uložení pravý konec axiálně uložení | |
| levý konec axiálně uložení pravý konec radiálně uložení | |
| levý konec axiálně uložení pravý konec volný | |


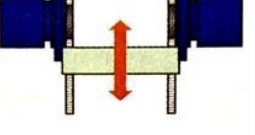
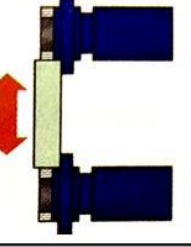
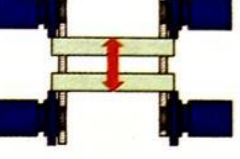


Obr. 36) Ukázka uložení matice od firmy Ewellix. [28]

5.2 Pastorek a hřeben

Náhon pomocí pastorku a hřebene je vhodný pro osy s dlouhými zdvihy. Při dlouhých zdvizech je použití KŠM už nevhodné hlavně kvůli tuhosti. Způsoby náhonu pomocí pastorku a hřebene názorně ukazuje Tab 12). Pastorek, poháněný motorem má přes vloženou převodovku zvýšený točivý moment, ale snížené otáčky. Mezi nevýhody patří větší zástavbové rozměry. Z důvodu nesamosvornosti musí být součástí převodu i brzda. [1]

Tab 12) Způsob náhonu pomocí pastorku a hřebene. [1]

| | Individuální pohon | Gantry | Master-Slave | Gantry Master-Slave |
|----------------|---|---|--|---|
| Uspořádání |  |  |  |  |
| Předepnutí | Ne | Ne | Ano | Ano |
| Oblast použití | Tam, kde není požadována vysoká přesnost polohy | Přesun velké hmoty (vedení musí být od sebe dostatečně vzdálené) | Vysoce přesné stroje (bezvúlové pohonné systémy) | Vysoce přesné stroje (bezvúlové pohonné systémy), pokud se má přesunout velká hmota |

Ozubení může být přímé, šikmé nebo šípové. Většinou se používá ozubení šikmé z důvodů jeho plynulejšího a delšího záběru a tiššího chodu. Nicméně při použití tohoto typu ozubení je potřeba brát ohled na vznik axiální síly. [1]

Podobně jako u KŠM je i zde potřeba vymezení vůle (konkrétně mezi pastorkem a hřebem) k zvýšení tuhosti a přesnosti posuvové soustavy. K vymezení vůle se používá dělený pastorek, dvojice pastorků anebo metoda Master-Slave. [1]

Dělený pastorek

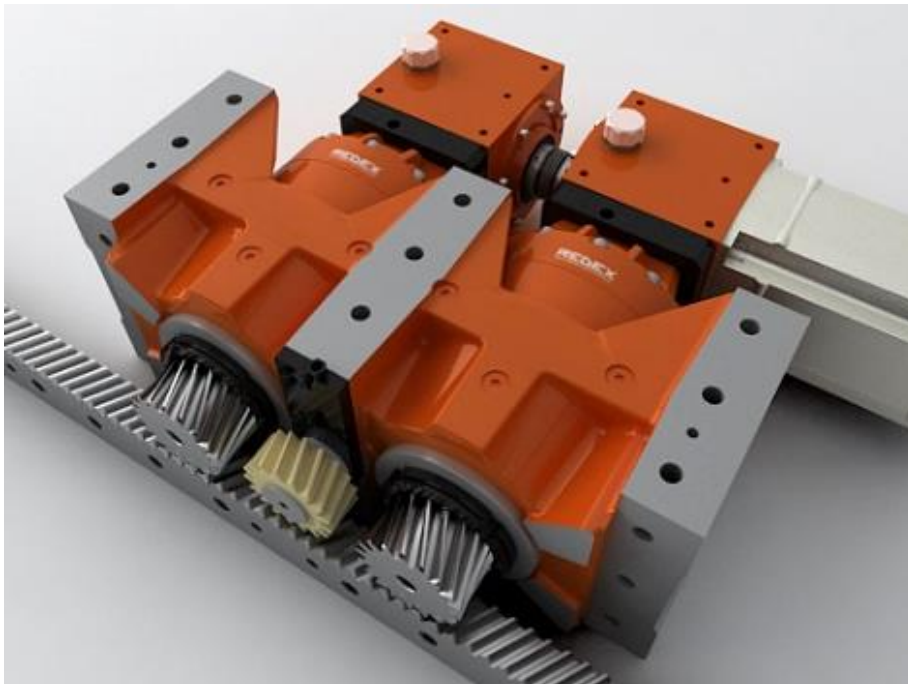
Tento způsob předepnutí využívá pastorek, radiálně rozdělený na dva menší pastorky (dělený pastorek) viz Obr. 37). Tyto dva pastorky jsou vůči sobě pootočený. Při zdvihu je v záběru vždy jen jedna polovina děleného pastorku, z čehož plyne nižší účinnost a únosnost. Druhá polovina pastorku vymezuje vůli. Nastavení předpětí druhé poloviny pastorku je plně nastavitelné otočením sady axiálních pružin na konci hřídele pastorku. Tato metoda lze aplikovat i skrze posunutí dvou hřebenů vůči sobě, do kterých zabírá jeden pastorek. [29], [30]



Obr. 37) Dělený pastorek - mechanické předepnutí od firmy Redex. [30]

Dvojice pastorků

Tento způsob předepnutí se skládá ze dvou pastorků a jednoho společného motoru viz Obr. 38) a Obr. 39). Každý pastorek je poháněn přes vloženou převodovku. Vymezení vůle je uskutečněno hydraulicky nebo pomocí mechanické pružiny, která je umístěna mezi hnacími hřídeli. Předepnutí je vyvozováno neustále, ačkoliv ho není vždy potřeba (rychloupřesun), což může mít špatný dopad na životnost. [31]



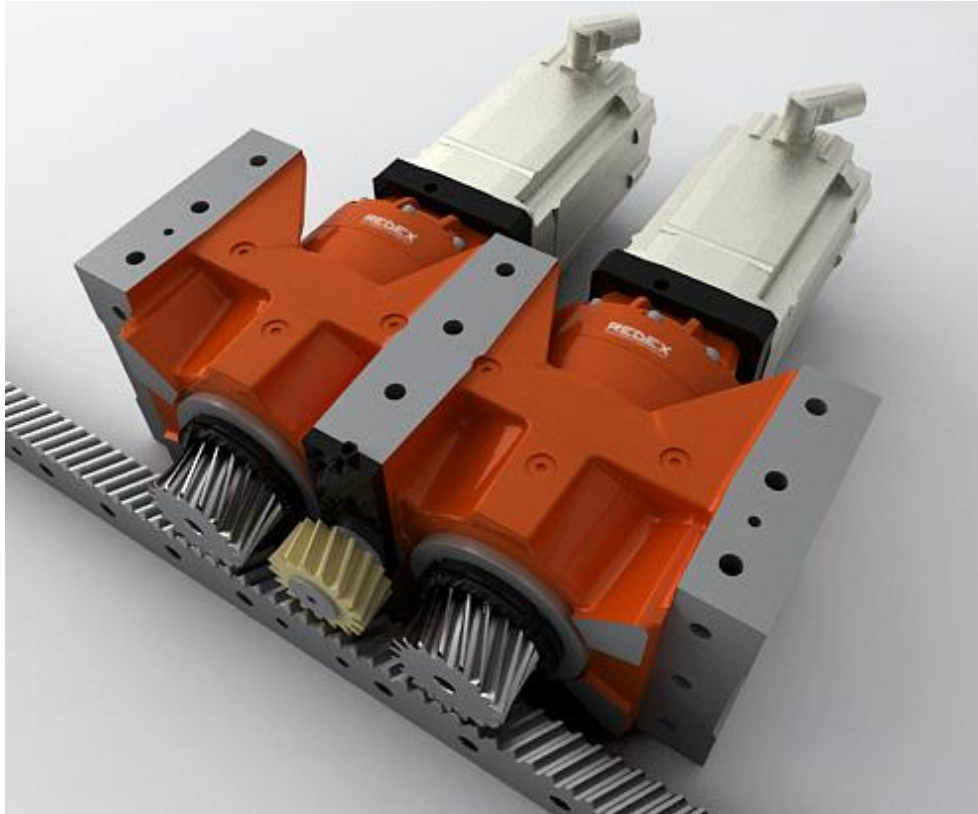
Obr. 38) Dvojice pastorků (monoblok) - mechanické předepnutí od firmy Redex (pastorek uprostřed slouží k mazání). [32]



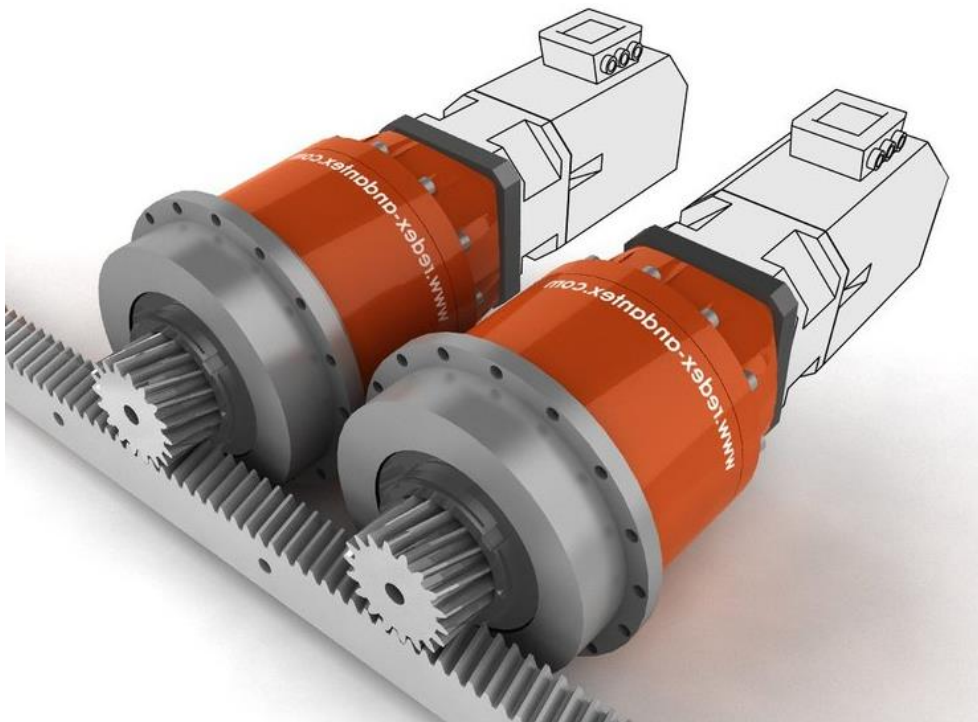
Obr. 39) Dvojice pastorků - mechanické předepnutí od firmy Redex. [31]

Master-Slave

Jedná se o metodu, kdy předepnutí je realizováno elektricky. V posledních letech je jedna z nejpoužívanějších. Zmíněná metoda se skládá z dvou pastorků a dvou servomotorů. Každý pastorek je poháněn přes vloženou převodovku svým vlastním servomotorem. Jeden ze servomotorů je hlavní (tzv. Master) a vyvíjí točivý moment, kdežto druhý ze servomotorů je závislý (tzv. Slave) a vymezuje vůli. Při klidovém režimu (nulové vnější zatížení) oba servomotory vyvíjí stejnou velikost točivého momenty, akorát opačného znaménka. Při vnějším zatížení se jeden z pohonů stane hlavní (Master) a druhý závislý (Slave). „Moment závislého motoru poroste ze záporné hodnoty, takže předpětí klesá při určité velikosti až na nulu, a pak oba motory působí ve stejném smyslu“. Předpětí můžeme zrušit pomocí řídicího systému a pak oba servomotory působí ve stejném smyslu (např. při rychloposuvu). K výhodám patří vysoká přesnost polohování a velká tuhost (v případě monobloku ještě větší, viz Obr. 40) a Obr. 41). [1]



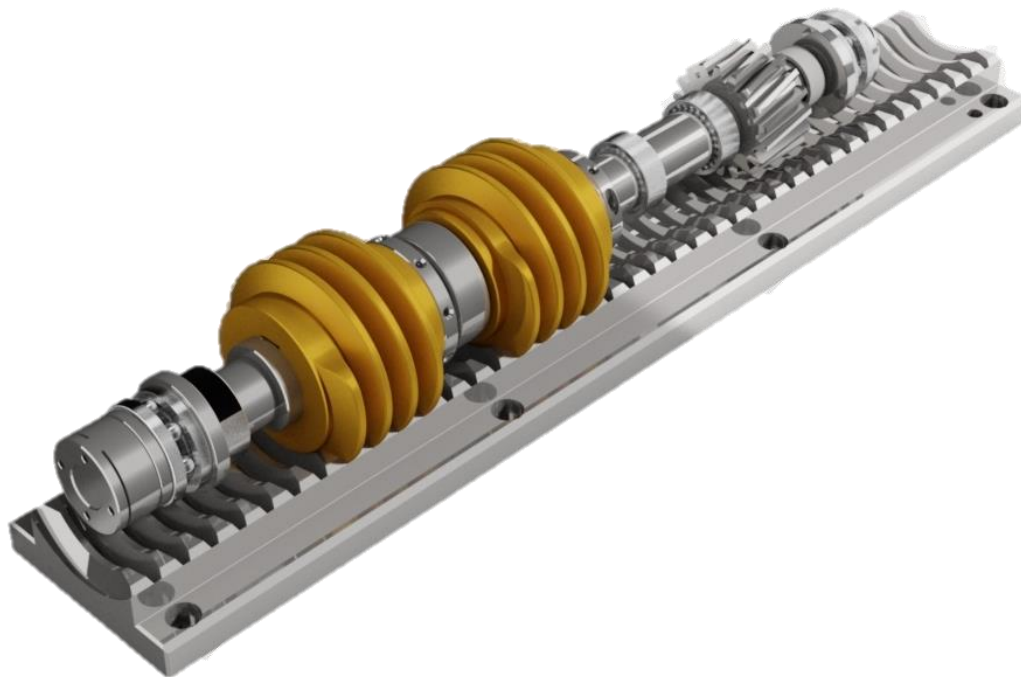
Obr. 40) Metoda Master-Slave (monoblok) - elektrické předeptnutí od firmy Redex. [32]



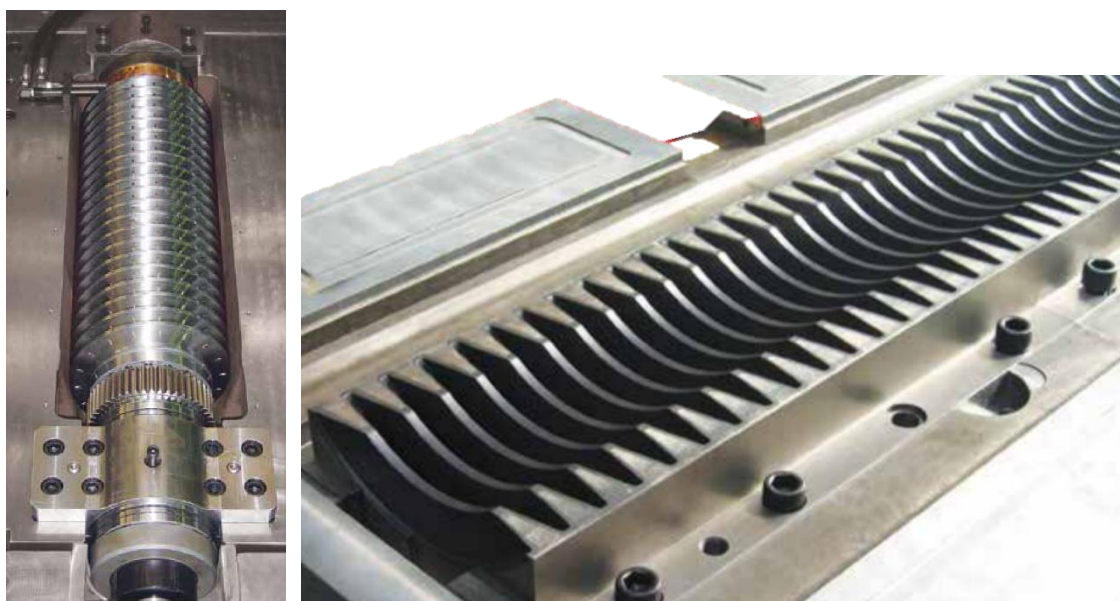
Obr. 41) Metoda Master-Slave - elektrické předeptnutí od firmy Redex. [33]

5.3 Šnek a šnekový hřeben

Princip hydrostatického šnekového hřebenu lze využít tam, kde je požadována vysoká hodnota převodového poměru. Využití je u posuvů pracovních stolů u velkých obráběcích strojů (např. portálové frézky). Výhody: malá tření a vysoká tuhost. Princip spočívá v přivádění tlakové oleje do olejových kapes na bocích zubů šneku. Pohon šneku je uskutečněn motorem skrz pastorek na hnací hřídeli viz Obr. 42). Zpětný odvod únikového oleje je realizován skrz sběrný žlab pod šnekem. [1]



Obr. 42) Šnek a šnekový hřeben, vymezení vůle pomocí 2 šneků; WMW Heckert. [34]



Obr. 43) Hydrostatický šnek (vlevo) a šnekový hřeben (vpravo). [35]

5.4 Lineární motor

Jedná se o synchronní nebo asynchronní motor s rozvinutým statorem a rotorem do roviny viz Obr. 44). Stejně elektromechanické principy. Výstupem u lineárního motoru je posuvová síla (u rotačního motoru to byl točivý moment). Stejně ovládací prvky a programové vybavení, jako motor rotační. Skládá se ze 2 částí. Kratší část (primární díl, primár či jezdec), je tvořena trojfázovým vinutím, které je uloženo v drážkách magnetického obvodu z plechu. Delší část (základna, sekundární díl či sekundár) se obvykle skládá z ocelové podložky s nalepenými permanentními magnety (na střídačku sever, jih). [36], [1]

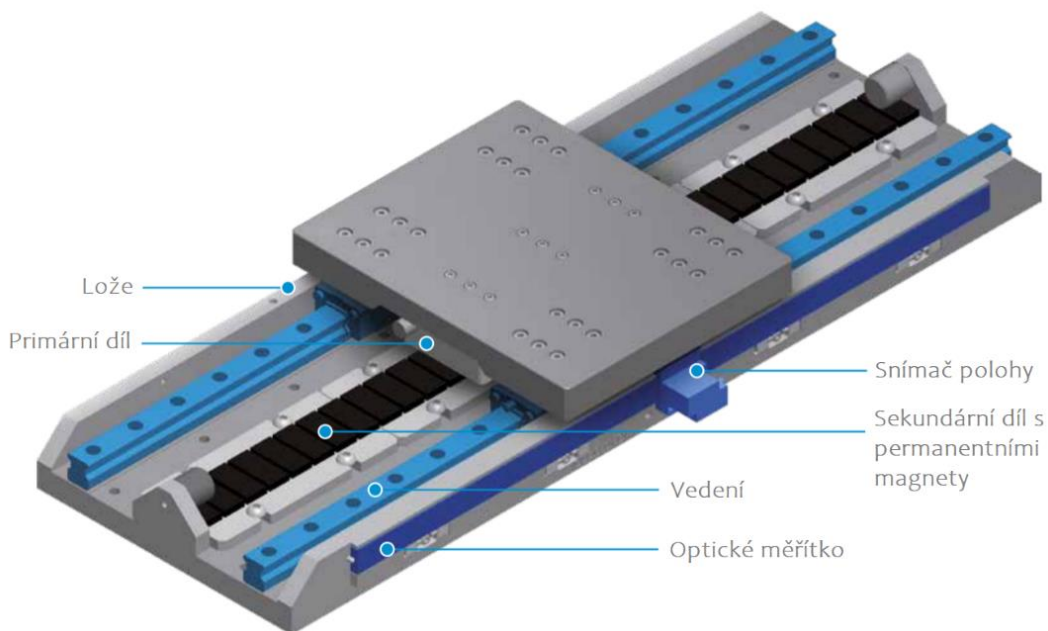
Dvě konstrukční řešení:

- pevný sekundární díl a pohyblivý kratší primární díl
- pevný primární díl a pohyblivý sekundární díl.

Většinou se pohybuje primární díl po dráze složené z x -počtu sekundárních dílů. Zde se vyžaduje pohyblivý napájecí kabel, kabel snímače polohy a případně i přívod a odvod chladicí kapaliny. Tento kabel musí být dostatečně pohyblivý a chráněný proti mechanickému poškození. Možnost více pohyblivých primárních dílů, pohybujících se nezávisle na sobě. [1]

Výhody: vysoké rychlosti a zrychlení; jednoduchá konstrukce okolních dílů; odpadají vložené převody a jejich chyby; úspora času při častých změnách rychlosti; nízká hlučnost. [1]

Nevýhody: menší posuvová síla (např. oproti KŠM); přímé napojení na posuvový mechanismus; při vypnutí svislé souřadnice možnost pádu (nutnost brzdy); nutnost prachotěsného krytu (obrábění litiny); nutnost přesnějšího odměřování ($0,1 \mu\text{m}$); stroj je magnetický i ve vypnutém stavu; přitažlivé magnetické síly do vedení; vznik tepla; nutné kvalitní filtry pro regulaci; nutnost přídatného chlazení. [36], [1]



Obr. 44) Lineární osa s využitím pohonu/posuvu lineárního motoru. [36]

5.5 Porovnání typů náhonů

V této kapitole shrneme porovnání jednotlivých typů náhonů osy. V Tab 13) je shrnutí stěžejních výhod a nevýhod jednotlivých náhonů. Níže v Tab 14) lze vidět názorné porovnání parametrů jednotlivých typů náhonů.

Tab 13) Porovnávací tabulka výhod a nevýhod. [1]

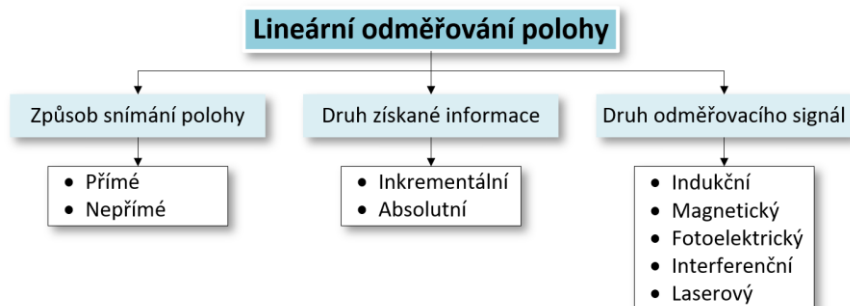
| Typ náhonu | Výhody | Nevýhody |
|--------------------|--|--|
| Kuličkový šroub | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil ➤ Možnost vývinu větší posuvové síly (velký převod) ➤ Bez nutnosti chlazení ➤ Ekonomický pro malé zdvihy | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Dlouhé KŠ se zkrucují a kmitají ohybově i torzně - max. ekonomická délka 6 000 mm ➤ Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem ➤ Menší styková tuhost ➤ Hlučnější než pastorek a hřeben |
| Pastorek a hřeben | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil ➤ Větší styková tuhost ➤ Nízká hlučnost (šikmé zuby) ➤ Dlouhodobý provoz díky el. předpětí ➤ Snadná údržba ➤ Bez nutnosti chlazení | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem ➤ Při velkých rychlostech rozstřík maziva |
| Hydrostatický šnek | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil ➤ Větší styková tuhost | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem ➤ Nutnost udržování hydrostatického agregátu |
| Lineární motor | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Dosažení většího zrychlení ➤ Odpadají vložené převody a jejich chyby, případné netuhosti ➤ Úspora času při častých změnách rychlosti ➤ Nízká hlučnost | <ul style="list-style-type: none"> ➤ Přitažlivé magnetické síly do vedení ➤ Stroj je magnetický i ve vypnutém stavu ➤ Nutnost přídavného chlazení ➤ Nutnost kvalitnějšího odměřování (0,1 μm) ➤ Přímé napojení na posuvový mechanismus – vliv vnějších sil ➤ Vývin menší posuvové rychlosti ➤ Nutnost prachotěsného krytu (obrábění litiny) ➤ Možnost pádu u svislé osy – nutnost brzd ➤ Nutné kvalitní filtry pro regulaci ➤ Při malých rychlostech vývin tepla ➤ Nutnost havarijních brzd |

Tab 14) Porovnávací tabulka (“+“ nejlepší; “0“ neutrální; “-“ nejhorší) [44]

| Parametr | KŠM | Pastorek a hřeben | Lineární motor |
|---------------------|-----|-------------------|----------------|
| Rychlost | + | ++ | ++ |
| Síla | + | ++ | - |
| Akcelerace | 0 | + | + |
| Přesnost | ++ | ++ | + |
| Délka | - | ++ | ++ |
| Vertikální zatížení | ++ | ++ | - |
| Životnost | 0 | + | ++ |
| Pořizovací náklady | + | 0 | - |
| Efektivita | + | + | - |
| Náklady na opravy | - | + | - |
| Instalace a montáž | + | + | - |

6 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

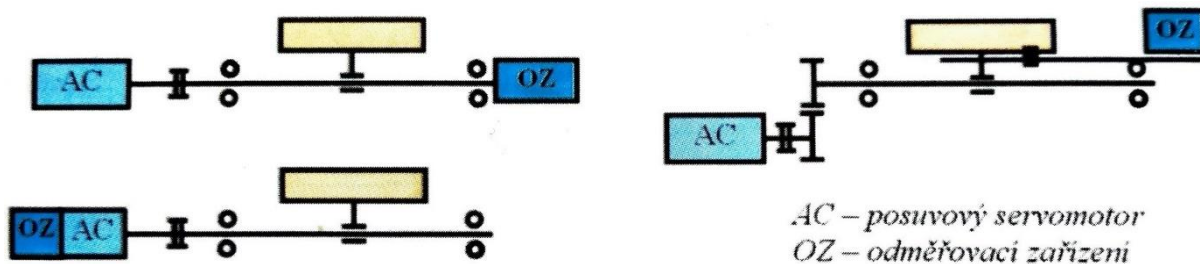
K odměřování užíváme snímače polohy. Snímače polohy jsou velmi důležitým prvkem k přesnému polohování os a celého stroje. Základním prvkem odměřování je inkrement, což je nejmenší rozlišitelná délková míra. [1]



Obr. 45) Rozdělení lineárního odměřování polohy. [1]

6.1 Způsob snímání polohy

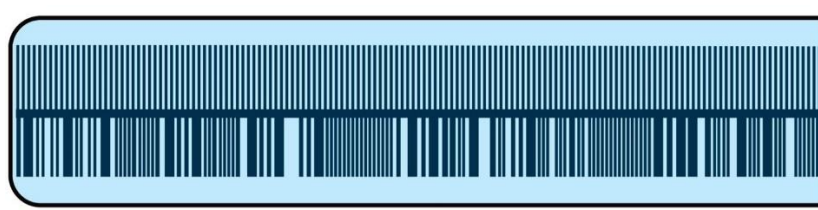
Způsob snímání polohy můžeme rozlišit na **přímé** a **nepřímé**. U přímého odměřování je snímač/jezdec připojen na posuvovou část osy a snímá polohu na pravítku. Nepřímý způsob odměřování pracuje s rotačním odměřovacím snímačem buď napojeným na konci kuličkového šroubu nebo zabudovaným v servomotoru (patrně z Obr. 46). Nevýhodou přímého odměřování je jeho krytování, které není jednoduché. Avšak výhodou je přesnost, které je vyšší než odměřování nepřímé. [1]



Obr. 46) Způsob snímání polohy - přímé (vpravo) a nepřímé (vlevo). [1]

6.2 Druh získané informace

Získaná informace o poloze je buď **inkrementální** nebo **absolutní** (Obr. 47). Inkrementální (přírůstkové) odměřování po vypnutí stroje nebo výpadku elektřiny v sobě neukládá informaci o poloze posuvové části (osy). [1]

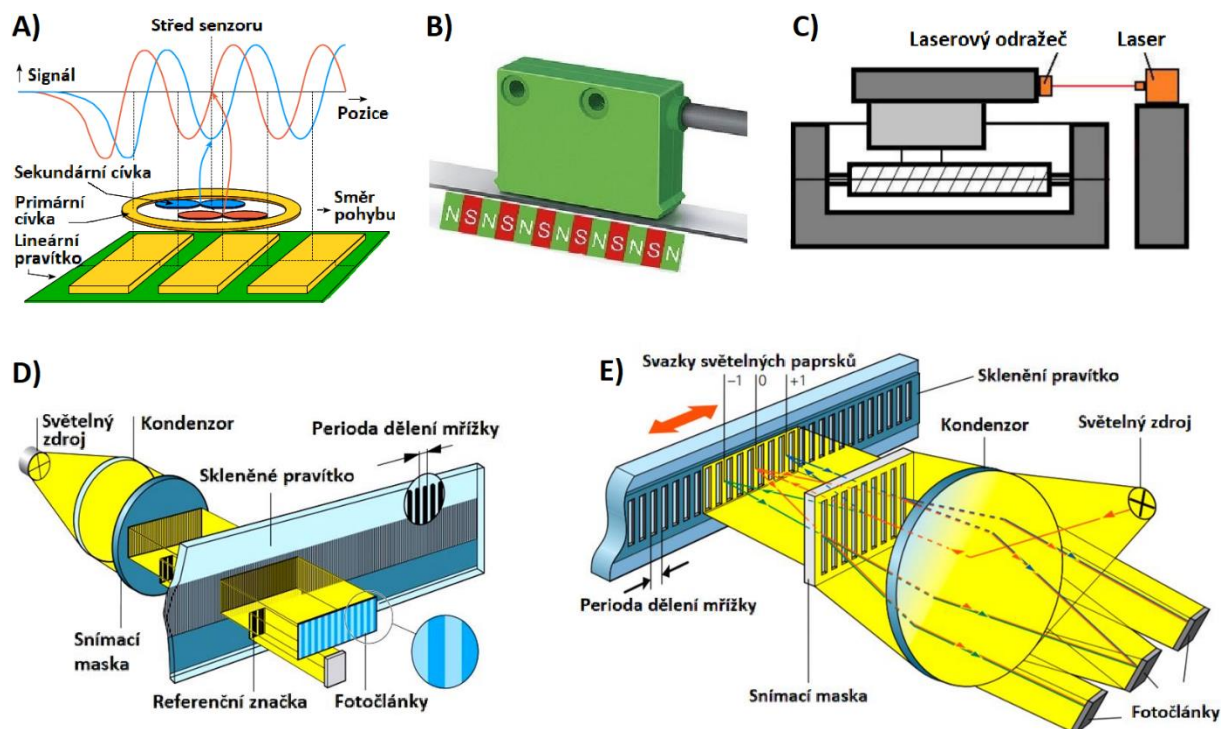


Obr. 47) Inkrementální (nahore) a absolutní (dole) pravítko snímače. [37]

Pokud tato situace nastane, stroje se po zapnutí musí referovat - najet do referenčního bodu, což v některých situacích může být velká posuvová vzdálenost. Řešením jsou pravítka „s referenční značkou v kódovaných roztečích“. Referenční značka tedy vyznačuje absolutní polohu. Naopak absolutní odměřování si informaci o aktuální poloze uchovává, tedy po výpadku či vypnutí stroje nemusíme referovat. [1]

6.3 Druh odměřovacího signálu

Indukční: Pracuje na principu fázového posuvu. Pro posuv to je induktosyn a pro rotaci selsyn/revolver (viz Obr. 48). **Magnetický:** Funguje na principu změny polarity magnetického pole. Pravítka z magneticky tvrdého materiálu, kde stupnice je tvořena permanentními magnety. Na střídačku severní a jižní pól (viz Obr. 48). **Fotoelektrický:** Práce spočívá ve snímání jemných rastrů (viz Obr. 48). Tento druh odměřování můžeme ještě rozdělit na propouštěcí způsob (pravítka tvořena ryskami nepropouštějící světlo) a reflexní způsob (pravítka tvořena ryskami odrážející světlo). **Interferenční:** Tento způsob je založený na ohybu a interferenci světelného toku (viz Obr. 48). **Laserový:** Základem pro tento způsob odměřování je princip laserového Dopplerova metru (viz Obr. 48). Výhodu můžeme spatřit ve velkém rozlišení a přesnosti a také kombinaci s lineárními motory. Naopak nevýhodou je krytování zdroje z důvodu přerušování paprsku nečistotami. [1]



Obr. 48) Přehled odměřovacích signálů: A) Indukční [38], B) Magnetický [39], C) Laserový [40], D) Fotoelektrický [41] a E) Interferenční [42]

7 VOLBA KONSTRUKČNÍ VARIANTY

V této kapitole budou posouzeny různé konstrukční varianty z hlediska náhonu, respektive jeho uspořádání. Posouzení proběhne na základě multikriteriální analýzy (Saatyha metoda). Vybrána bude taková varianta, která dosáhne v analýze nejlepších výsledků. Podle výsledků analýzy bude vybraná varianta podrobena dalšímu konstrukčnímu řešení, tedy technickým výpočtům. Jedná se o lineární osu X multifunkčního obráběcího centra s pohyblivým portálem (tzv. spodní gantry).

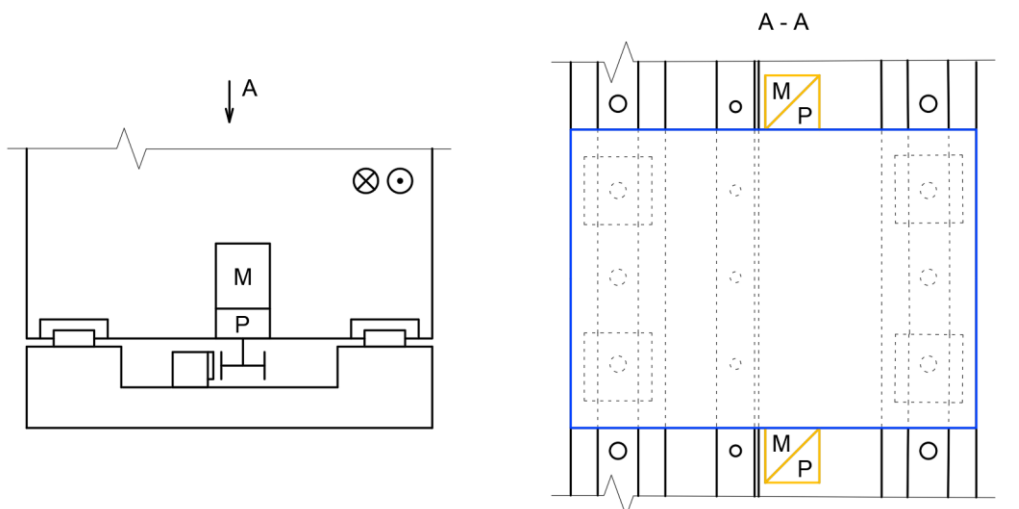
7.1 Návrhy konstrukčních variant

Na řádcích níže bude představeno 8 variant návrhů z hlediska náhonu, respektive jeho uspořádání. U všech variant je náhon realizován pomocí pastorku a hřebene. U všech variant je vedení realizováno profilovým válečkovým vedením. Předepnutí je u 7 variant elektrické, tzv. master-slave a u 1 mechanické, tzv. dvojice pastorků. Stojany se pohybují v režimu gantry Master Slave. Každá varianta bude ilustračně vyobrazena ve dvou pohledech.

Návrh posuvu lineární osy pomocí šneku a šnekového hřebenu není možný z důvodů nedostatečné posuvové rychlosti. Lineárního motoru se zanedbává z důvodů nedostatečné posuvové síly. Kuličkový šroub a matice se zanedbává z důvodu velkého požadovaného zdvihu 20 000 mm. Nevýhodou u takových zdvihů je průhyb KŠ zapříčiněný svou vlastní vahou, respektive gravitační silou. To neznamená, že to není možné (taktéž i ostatní varianty), způsobený průhyb u KŠ lze samozřejmě vyřešit, ale zbytečně bychom si návrh konstrukčně komplikovali. Taktéž servomotor pohánějící KŠ se (u takto velkých zdvihů) dimenzuje pro větší momenty než kdybychom použili individuální servomotor u pastorku a hřebene. Finální rozhodnutí taktéž vyplývá z vyhodnocení rešeršní části této práce a analýzy trhu, kde drtivá většina výrobců pro náhon velkých zdvihů používá pastorek a hřeben.

Návrh A

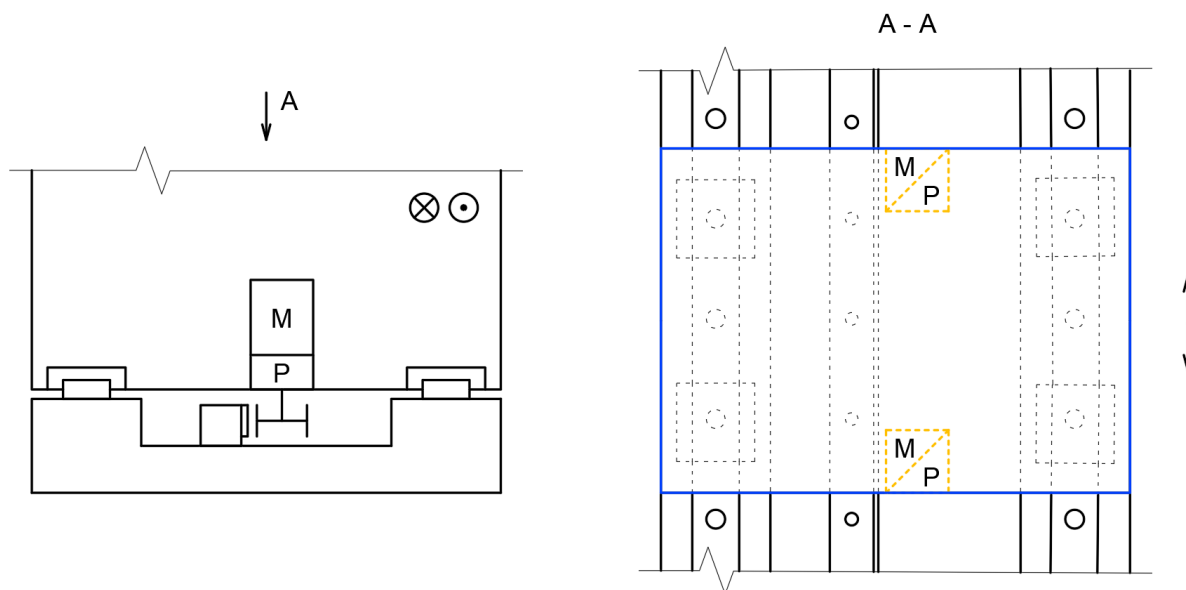
Jedná se o uspořádání, kdy pohony jsou umístěny pomocí konzol po stranách stojanu. Pastorek je ve vertikálně situován. Hřeben je umístěn mezi vedením na horní části lože. Hřeben má zuby v horizontální poloze. Na Obr. 49) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 49) Návrh A

Návrh B

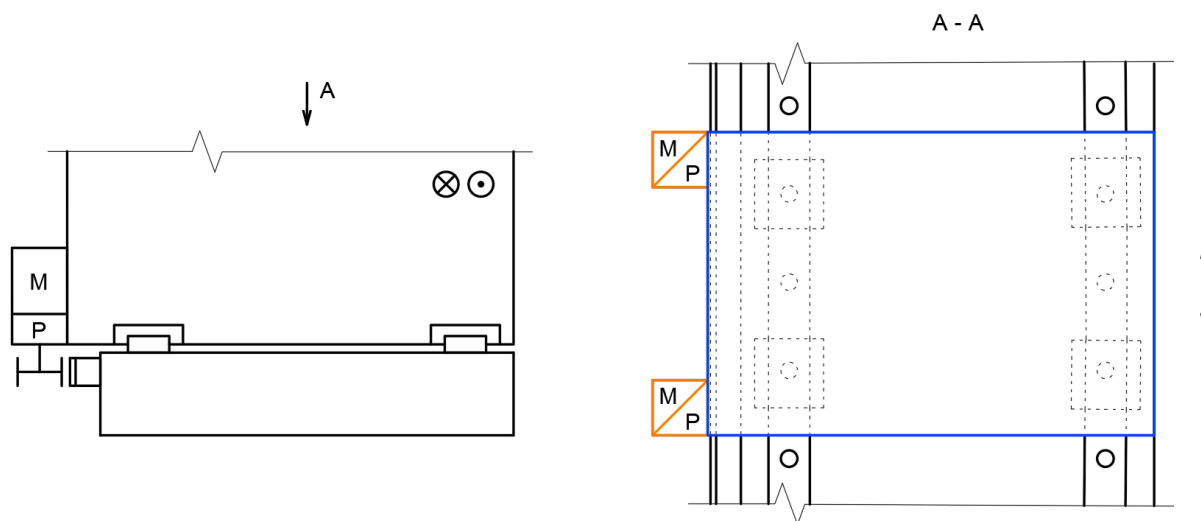
Tento návrh je podobný návrhu A. Jedná se o podobné uspořádání s rozdílem umístění do zástavby stojanu. Pohon by byl umístěn do stojanu na okraji, aby byl přístupný. Na Obr. 50) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 50) Návrh B

Návrh C

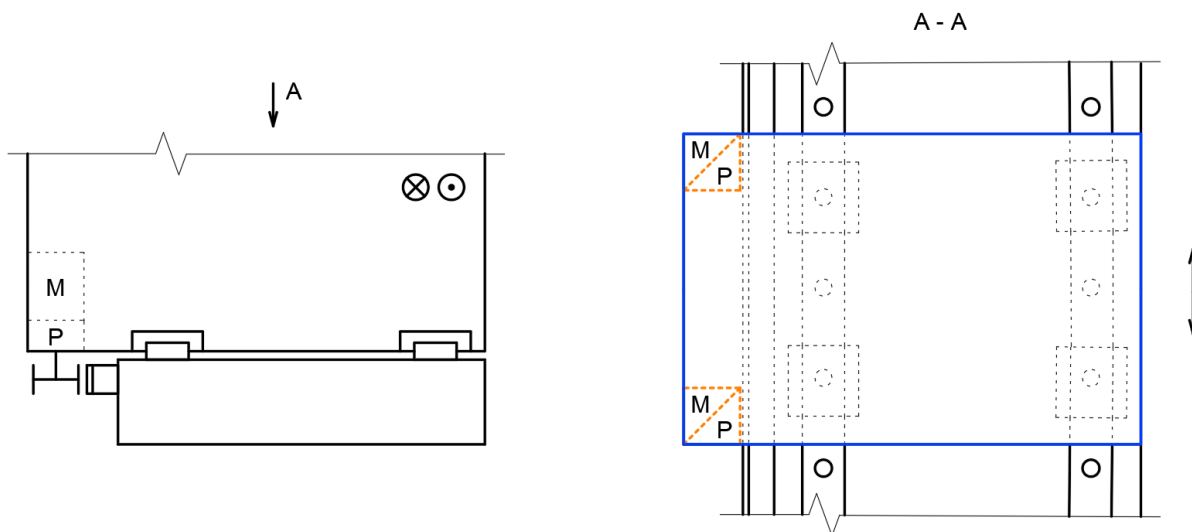
Jedná se o uspořádání, kdy pohony jsou umístěny pomocí konzoly vedle sebe na jedné straně stojanu. Pastorek je ve vertikálně situován. Hřeben je umístěn vedle vedení na horní části lože. Hřeben má zuby v horizontální poloze. Na Obr. 51) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 51) Návrh C

Návrh D

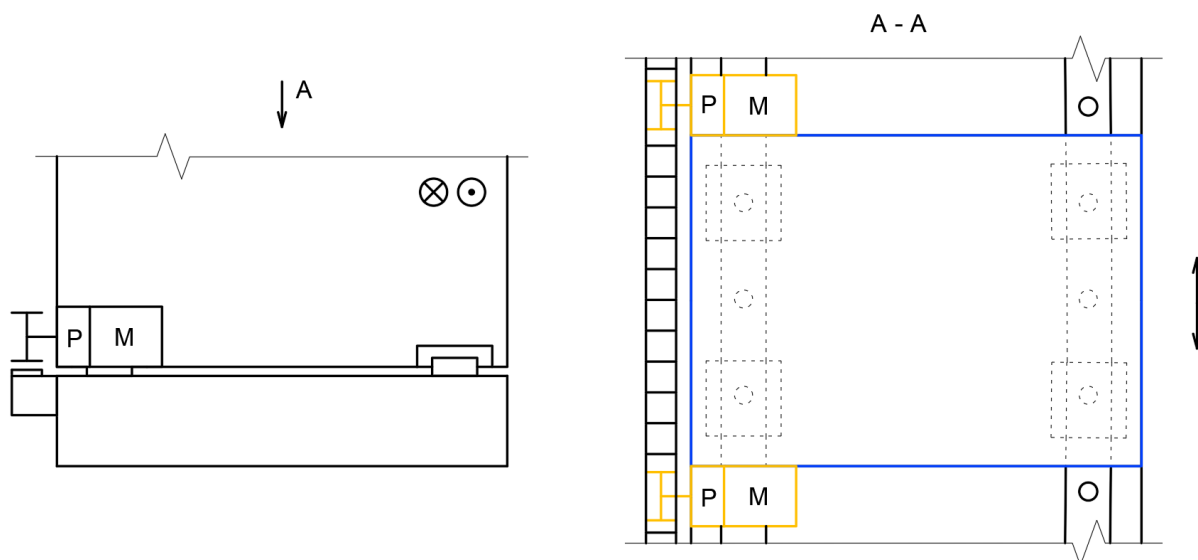
Tento návrh je podobný návrhu C. Jedná se o podobné uspořádání s rozdílem umístění do zástavby stojanu. Pohony by byl umístěn do stojanu na okraji, aby byl přístupný. Na Obr. 52) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 52) Návrh D

Návrh E

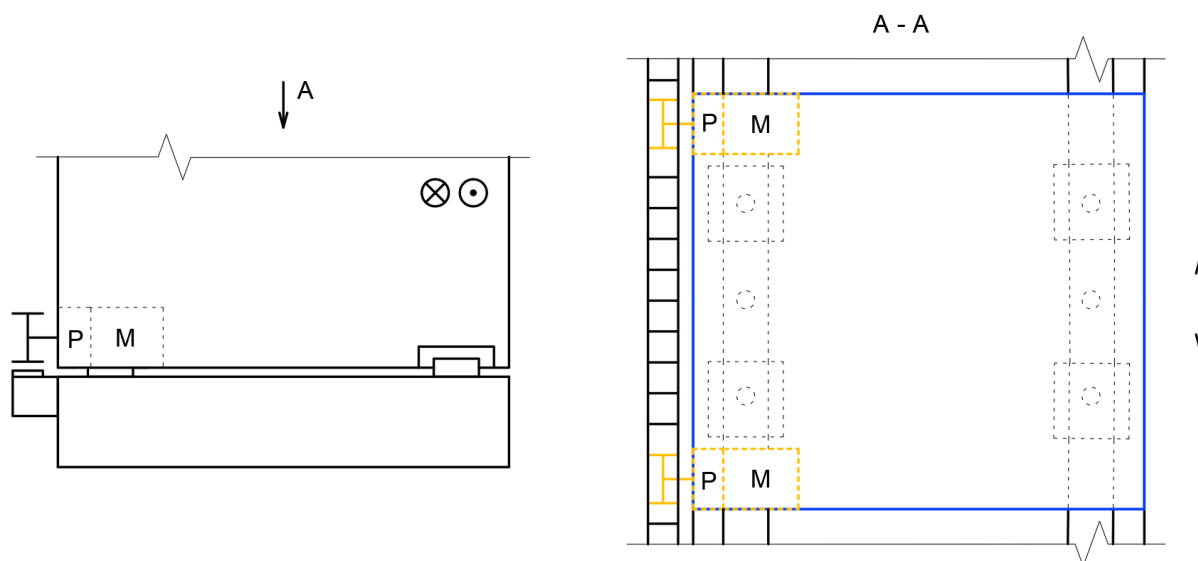
Jedná se o uspořádání, kdy pohony jsou umístěny pomocí konzol po stranách stojanu. Pastorek je v horizontální poloze. Hřeben je umístěn vedle vedení na horní části lože. Hřeben má zuby ve vertikální poloze. Na Obr. 53) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 53) Návrh E

Návrh F

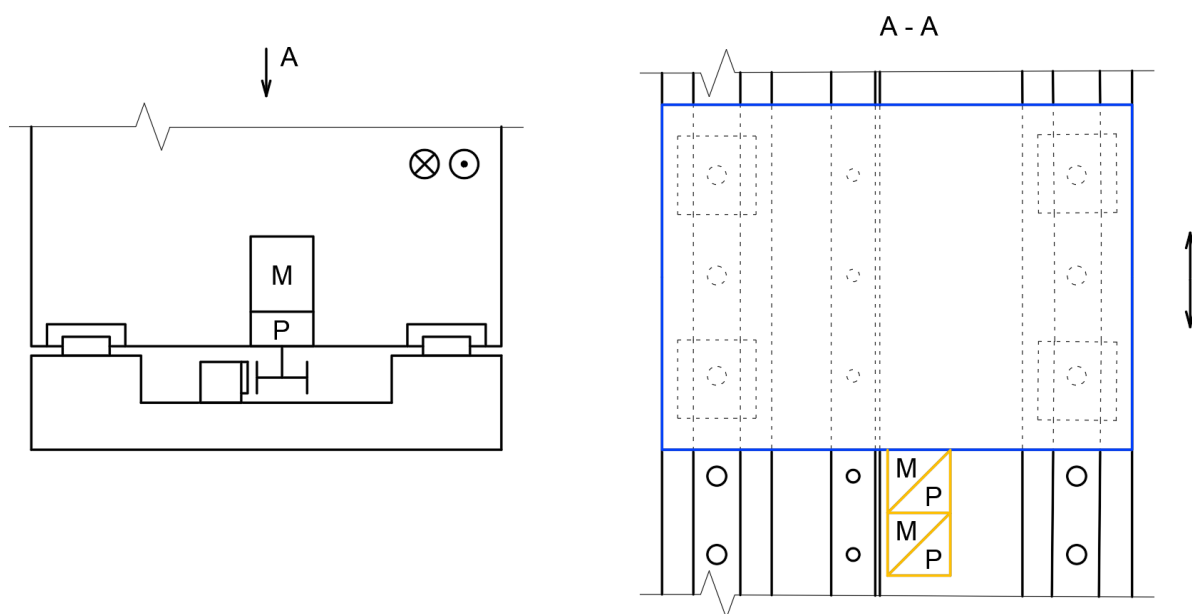
Tento návrh je podobný návrhu E. Jedná se o podobné uspořádání s rozdílem umístění do zástavby stojanu vedle sebe mezi vozíky. Pohon by byl umístěn do stojanu na okraji, aby byl přístupný. Na Obr. 54) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 54) Návrh F

Návrh G

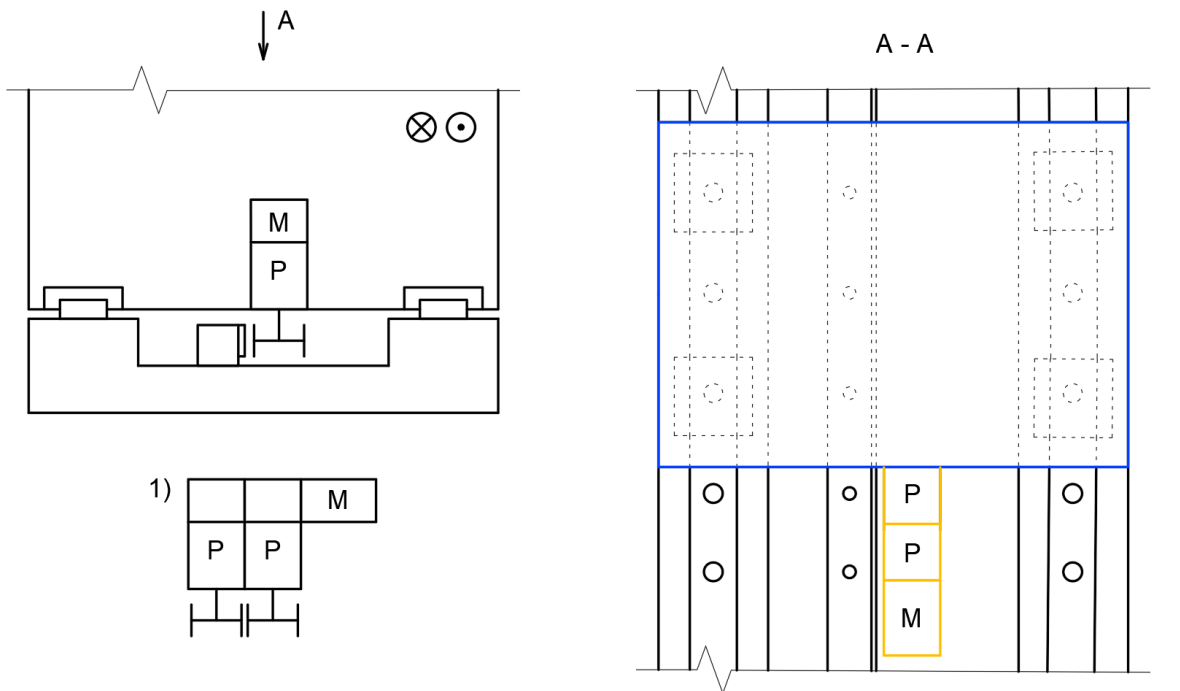
Jedná se o uspořádání, kdy oba pohony jsou umístěny pomocí konzoly na jedné straně stojanu. Pastorek je ve vertikální poloze. Hřeben je umístěn mezi vedením na horní části lože. Hřeben má zuby v horizontální poloze. Na Obr. 55) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 55) Návrh G

Návrh H

Tento návrh je podobný návrhu G. Jedná se o podobné uspořádání s rozdílem, že se jedná o pohon jedním motorem, tzv dvojice pastorků. Na Obr. 56) je znázorněna konkrétní podoba náhonu.



Obr. 56) Návrh H

7.2 Multikriteriální analýza - Saatyho metoda

Varianty zmíněny výše podrobíme multikriteriální analýze dle [45]. Konkrétně Saatyho metodou pro stanovení vah kritérií. Stanovené kritéria pro hodnocení variant jsou v Tab 15) . Hodnota preference kritérií je vyjádřena bodovým ohodnocením dle deskriptorů v Tab 16) . Dalším krokem je výpočet geometrického průměru pro každé kritérium na základě bodového ohodnocení. Následuje určení váhy jako podíl geometrického průměru daného kritéria a sumy všech geometrických průměrů kritérií. Hodnoty jsou patrné z Tab 17) . Pro lepší přehled jsou procentuální hodnoty váhy kritérií vyjádřeny „koláčovým“ grafem na Obr. 57).

Tab 15) Kritéria pro hodnocení variant

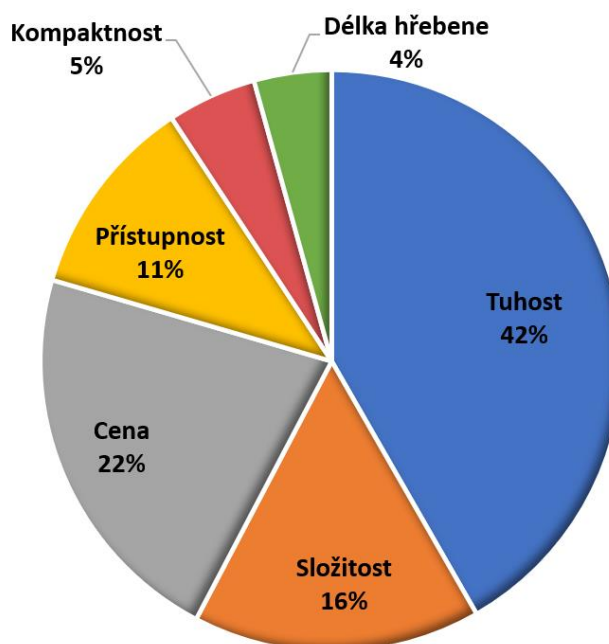
| Číslo | Kritérium | Popis |
|-------|---------------|--|
| 1 | Tuhost | Na snížení tuhosti může mít vliv necelistvá konstrukce stojanu vlivem zástavby pohonu. |
| 2 | Složitost | Složitost konstrukce celkového uspořádání osy. |
| 3 | Cena | Pořizovací náklady. |
| 4 | Přístupnost | Montáž, údržba, kontrola a oprava. |
| 5 | Kompaktnost | Zabírá méně prostoru v rámci osy a celkových rozměrů stroje. |
| 6 | Délka hřebene | Čím blíže si pohony jsou, tím kratší je hřeben. |

Tab 16) Saatyem doporučená bodová stupnice s deskriptory. [45]

| 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 |

Tab 17) Preference dvojic kritérií v Saatyho metodě

| Kritérium | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Geo.prum. | Váha [-] | Váha [%] | Pořadí |
|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|----------|----------|----------|
| 1 | 1 | 3 | 3 | 5 | 5 | 7 | 3,41 | 0,42 | 42 % | 1 |
| 2 | 1/3 | 1 | 1 | 1 | 3 | 5 | 1,31 | 0,16 | 16 % | 3 |
| 3 | 1/3 | 1 | 1 | 3 | 5 | 5 | 1,71 | 0,21 | 22 % | 2 |
| 4 | 1/5 | 1 | 1/3 | 1 | 3 | 3 | 0,92 | 0,11 | 11 % | 4 |
| 5 | 1/5 | 1/3 | 1/5 | 1/3 | 1 | 1 | 0,41 | 0,05 | 5 % | 5 |
| 6 | 1/7 | 1/5 | 1/5 | 1/3 | 1 | 1 | 0,35 | 0,04 | 4 % | 6 |
| | | | | | | | 8,10 | 1,00 | 100 % | |



Obr. 57) „Koláčový“ graf znázorňující váhu kritérií

Dalším krokem je kritériální bodové ohodnocení navržených variant na základě kritérií v Tab 15). Bodovací škála je od 1 do 5, přičemž hodnota 5 je nejlepší a hodnota 1 nejhorší. Kritériální hodnocení variant lze vidět v Tab 18). Dosazením vah do kritériální tabulky dostaneme pořadí variant v Tab 19), kde následně můžeme vidět „vítěznou“ variantu.

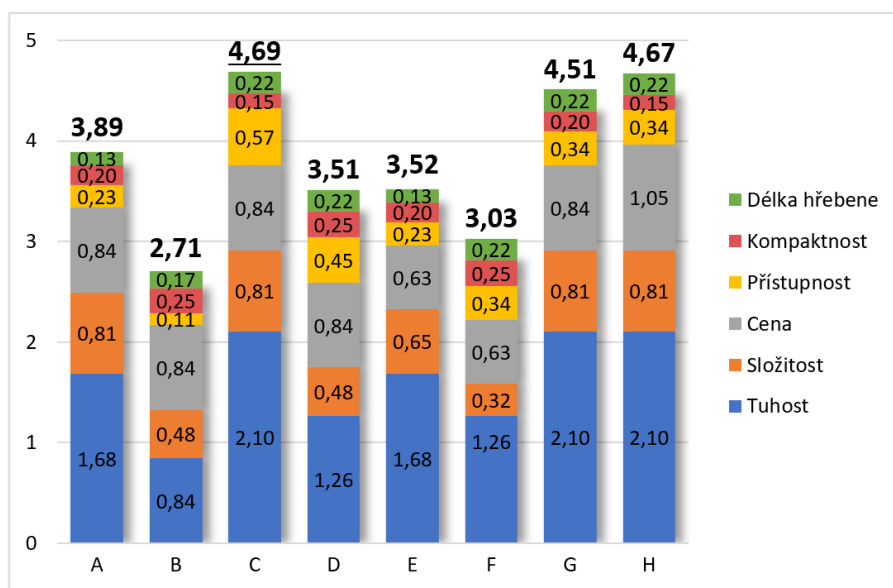
Tab 18) Kriteriační hodnocení variant

| Kritérium | Varianty | | | | | | | |
|-----------|----------|---|---|---|---|---|---|---|
| | A | B | C | D | E | F | G | H |
| 1 | 4 | 2 | 5 | 3 | 4 | 3 | 5 | 5 |
| 2 | 5 | 3 | 5 | 3 | 4 | 2 | 5 | 5 |
| 3 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 | 4 | 5 |
| 4 | 2 | 1 | 5 | 4 | 2 | 3 | 3 | 3 |
| 5 | 4 | 5 | 3 | 5 | 4 | 5 | 4 | 3 |
| 6 | 3 | 4 | 5 | 5 | 3 | 5 | 5 | 5 |

Tab 19) Výsledky Saatyho metody

| Kritérium | Váha | Varianty | | | | | | | |
|---------------|------|----------|------|----------|------|------|------|------|------|
| | | A | B | C | D | E | F | G | H |
| 1 | 0,42 | 1,68 | 0,84 | 2,10 | 1,26 | 1,68 | 1,26 | 2,10 | 2,10 |
| 2 | 0,16 | 0,81 | 0,48 | 0,81 | 0,48 | 0,65 | 0,32 | 0,81 | 0,81 |
| 3 | 0,21 | 0,84 | 0,84 | 0,84 | 0,84 | 0,63 | 0,63 | 0,84 | 1,05 |
| 4 | 0,11 | 0,23 | 0,11 | 0,57 | 0,45 | 0,23 | 0,34 | 0,34 | 0,34 |
| 5 | 0,05 | 0,20 | 0,25 | 0,15 | 0,25 | 0,20 | 0,25 | 0,20 | 0,15 |
| 6 | 0,04 | 0,13 | 0,17 | 0,22 | 0,22 | 0,13 | 0,22 | 0,22 | 0,22 |
| Σ | | 3,89 | 2,71 | 4,69 | 3,51 | 3,52 | 3,03 | 4,51 | 4,67 |
| Pořadí | | 4 | 8 | <u>1</u> | 6 | 5 | 7 | 3 | 2 |

Z výsledků multikriteriační analýzy, konkrétně Saatyho metody, vyplývá, že nejlepšího výsledku dosáhla varianta C (viz Obr. 51). Ta bude podrobena dalšímu konstrukčnímu řešení, tedy technickým výpočtům. Lze si povšimnout že druhém místě o 2 setiny se umístila varianta s jedním motorem a dvěma pastorky, tedy mechanickým předpětím. Musíme vzít v úvahu vlastnosti toho předpětí, což je např. neustále vyvozující předpětí (nevýhoda). Pro vyšší objektivitu bychom mohli přidat nové kritérium, které by tento rozdíl zohlednilo a výsledek zpřesnil. I po této úpravě by varianta C zůstala na „prvním místě“.



Obr. 58) Grafické porovnání variant

8 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá návrhy konstrukčních uzlů lineární osy pro multifunkční portálové OC řady FRF 200 od firmy TOS Kuřim. Konkrétně výpočtu jejich zatížení a následnou volbou odpovídajícího zařízení či součástky pro daný uzel. V Tab 20) můžete vidět vstupní hodnoty zátěžového spektra a v Tab 21) níže další vstupní parametry, které byly zadány vedoucím práce.

Tab 20) Vstupní parametry - zátěžové spektrum

| Operace | F_x [N] | F_y [N] | F_z [N] | v [m/min] | Čas [%] |
|-------------|-----------|-----------|-----------|---------------|---------------|
| Frézování | 20 000 | 20 000 | 3 000 | $v_{fh} = 13$ | $q_{fh} = 26$ |
| Frézování | 10 000 | 10 000 | 2 000 | $v_{fd} = 10$ | $q_{fd} = 17$ |
| Soustružení | 50 000 | 20 000 | 15 000 | $v_{sh} = 13$ | $q_{sh} = 13$ |
| Soustružení | 25 000 | 10 000 | 8 000 | $v_{sd} = 10$ | $q_{sd} = 8$ |
| Vrtání | 0 | 0 | 20 000 | $v_{vr} = 7$ | $q_{vr} = 8$ |
| Vyvrtování | 10 000 | 10 000 | 1 000 | $v_{vy} = 6$ | $q_{vy} = 8$ |
| Broušení | 5 000 | 5 000 | 0 | $v_b = 10$ | $q_b = 5$ |
| Rychloposuv | - | - | - | $v_{rp} = 30$ | $q_{rp} = 15$ |

Tab 21) Další vstupní parametry

| | | | |
|----------------------------|--------------|--------|---------------------|
| Přesouvaná hmotnost | $m_{portál}$ | 30 000 | [kg] |
| Zrychlení | a | 2 | [m/s ²] |
| Pracovní zdvih X | x_{zdvih} | 20 | [m] |



Obr. 59) Portálové OC řady FRF od firmy TOS Kuřim [8]

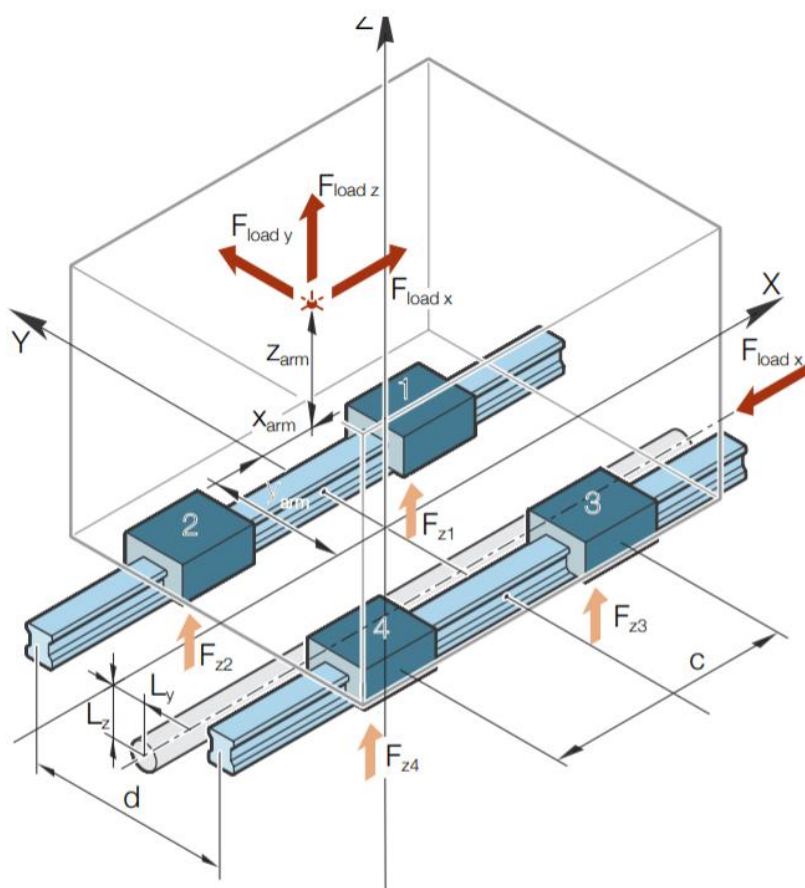
8.1 Vedení

Tato kapitola se zabývá výpočtu zatížení lineárního vedení a následnou volbou odpovídajícího profilového vedení.

Tab 22) Zvolené parametry

| | | | |
|---------------------------------------|-------------|-----|-----|
| Pracovní zdvih Y | y_{zdvih} | 2,9 | [m] |
| Pracovní zdvih Z | z_{zdvih} | 1,5 | [m] |
| Šířka vřeteníku | $v_{vřete}$ | 0,3 | [m] |
| Šířka příčnicku | $p_{příč}$ | 1 | [m] |
| Vzdálenost mezi vozíky v ose Y | d | 0,6 | [m] |
| Vzdálenost mezi vozíky v ose X | c | 1 | [m] |
| Vzdálenost hřebenu od vozíku | L_z | 0,2 | [m] |

Základem pro představu a pochopení výpočtů zatížení vozíků (v ose Z a Y) bude Obr. 60) stěžejní. Dalším stěžejním krokem je výběr největší možné zatěžující síly z Tab 20) . Ze zmíněné tabulky lze vidět, že hrubovací soustružení (třetí řádek) má složku síly F_x a F_y největší. Složku síly F_z má největší vrtání, ale zato ostatní složky má nulové. Vybíráme tedy hrubovací soustružení.



Obr. 60) Zatížení soustavy o 2 kolejnicích a 4 vozíků [19]

8.1.1 Výpočty a volba vedení

Pro výpočet volíme takovou polohu vnějšího zatížení, ve které nastane největší zatížení vedení. Uvažujeme krajní polohu dle Obr. 61). Výpočty se provedou jak pro bližší vedení, tak i pro vzdálenější. Většina výpočtu byla provedena dle katalogů firmy Ewellix, konkrétně dle [19] a [46].

Rovnice statické rovnováhy v Z

$$Z: F_{z_max} - F_{Az_load} - F_{Bz_load} = 0 \quad (1)$$

$$M_{Ax}: F_{z_max} \cdot \left(y_{zdvih} + \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} \right) - F_{Bz_load} \cdot (y_{zdvih} + v_{vřete} + d) = 0 \quad (2)$$

kde: F_{z_max} – zatížení v ose Z [kN], dle Tab 20) $F_{z_max} = 15 \text{ kN}$,

F_{Az_load} – zatížení v bodě A v ose Z [kN], dle Obr. 61),

F_{Bz_load} – zatížení v bodě B v ose Z [kN], dle Obr. 61).

Reakční síla v bodě B v ose Z vyjádřena z rovnice (2):

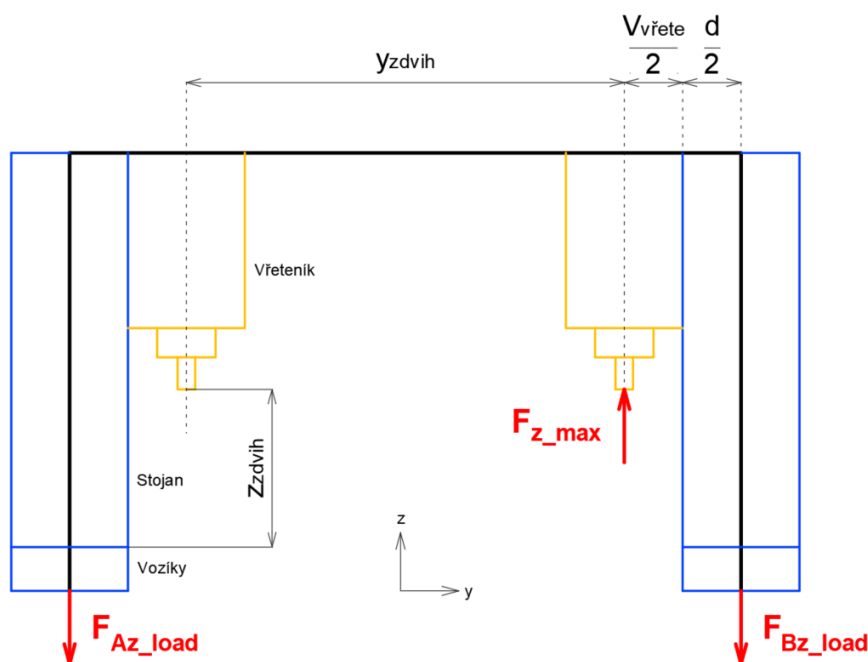
$$F_{Bz_load} = \frac{F_{z_max} \cdot \left(y_{zdvih} + \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} \right)}{y_{zdvih} + v_{vřete} + d} \quad (3)$$

$$F_{Bz_load} = \frac{15 \cdot \left(2,9 + \frac{0,3}{2} + \frac{0,6}{2} \right)}{2,9 + 0,3 + 0,6} = 13,22 \text{ kN}$$

Reakční síla v bodě A v ose Z vyjádřena z rovnice (1):

$$F_{Az_load} = F_{z_max} - F_{Bz_load} \quad (4)$$

$$F_{Az_load} = 15 - 13,22 = 1,78 \text{ kN}$$



Obr. 61) Zatížení v ose Z

Rovnice statické rovnováhy v X

$$x: F_{x_max} - F_{Ax_load} - F_{Bx_load} = 0 \quad (5)$$

$$M_{Az}: F_{x_max} \cdot \left(y_{zdvih} + \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} \right) - F_{Bx_load} \cdot (y_{zdvih} + v_{vřete} + d) = 0 \quad (6)$$

kde: F_{x_max} – maximální zatížení v ose X [kN], dle Tab 20) $F_{x_max} = 50$ kN,

F_{Ax_load} – zatížení v bodě A v ose X [kN], dle Obr. 62),

F_{Bx_load} – zatížení v bodě B v ose X [kN], dle Obr. 62).

Reakční síla v bodě B v ose X vyjádřena z rovnice (6):

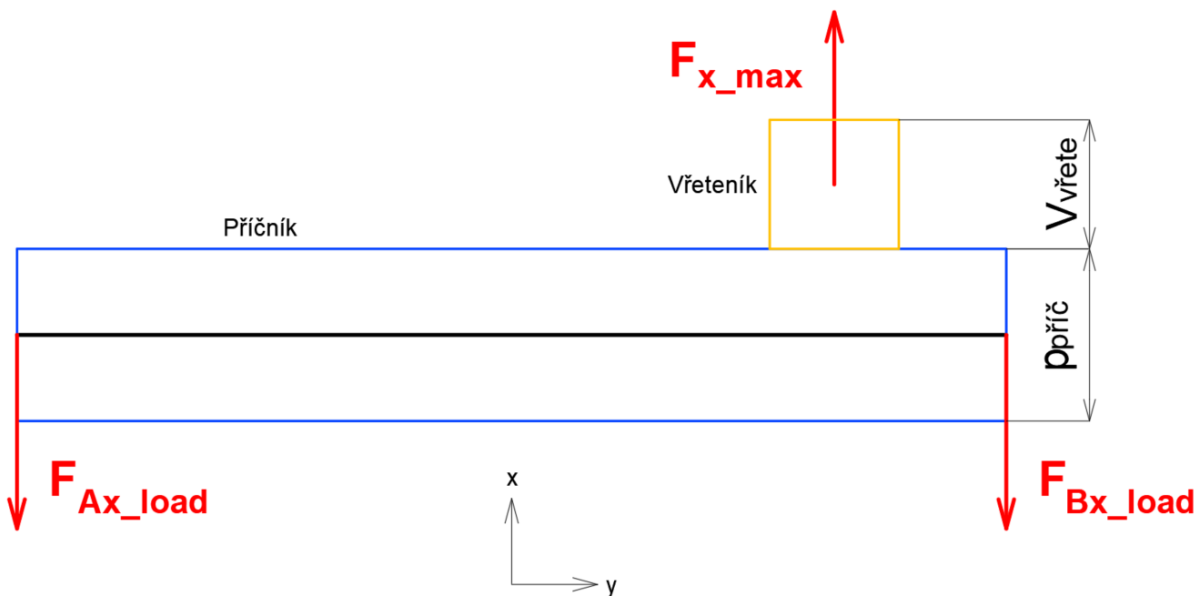
$$F_{Bx_load} = \frac{F_{x_max} \cdot \left(y_{zdvih} + \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} \right)}{y_{zdvih} + v_{vřete} + d} \quad (7)$$

$$F_{Bx_load} = \frac{50 \cdot \left(2,9 + \frac{0,3}{2} + \frac{0,6}{2} \right)}{2,9 + 0,3 + 0,6} = 44,08 \text{ kN}$$

Reakční síla v bodě A v ose X vyjádřena z rovnice (5):

$$F_{Ax_load} = F_{x_max} - F_{Bx_load} \quad (8)$$

$$F_{Ax_load} = 50 - 44,08 = 5,92 \text{ kN}$$



Obr. 62) Zatížení v ose X

Zatížení vozíků v ose Z - bližší vedení

Složky x a z zatěžujících sil jsou záporné, protože tak ve výsledku dojde k většímu zatížení.

Vstupní zatěžující síly od obrábění:

$$F_{load_x} = -F_{Bx_load} = -44,08 \text{ kN} \quad (9)$$

$$F_{load_y} = 20 \text{ kN}$$

$$F_{load_z} = -F_{Bz_load} = -13,22 \text{ kN} \quad (10)$$

Gravitační síla:

$$F_{hmot} = m_{portál} \cdot g = 30\,000 \cdot 9,81 = 294,2 \text{ kN} \quad (11)$$

kde: g – gravitační zrychlení $9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$.

Ramena zatěžujících sil:

$$x_{arm} = \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{p_{příč}}{2} = \frac{0,3}{2} + \frac{1}{2} = 0,65 \text{ m} \quad (12)$$

$$y_{arm.b} = \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} = \frac{0,3}{2} + \frac{0,6}{2} = 0,45 \text{ m} \quad (13)$$

$$z_{arm} = z_{zdvih} = 1,5 \text{ m} \quad (14)$$

Zatížení vozíků v ose Z:

$$F_{z1.sb} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_z} \cdot y_{arm.b}) - (F_{load_y} \cdot z_{arm})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_z} \cdot x_{arm}) - (F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z))}{2 \cdot c} \quad (15)$$

$$F_{z1.sb} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-13,22}{4} + \frac{(-13,22 \cdot 0,45) - (20 \cdot 1,5)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-13,22 \cdot 0,65) - (-44,08 \cdot (1,5 - 0,2))}{2 \cdot 1} = -45,69 \text{ kN}$$

$$F_{z2.sb} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_z} \cdot y_{arm.b}) - (F_{load_y} \cdot z_{arm})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z)) - (F_{load_z} \cdot x_{arm})}{2 \cdot c} \quad (16)$$

$$F_{z2.sb} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-13,22}{4} + \frac{(-13,22 \cdot 0,45) - (20 \cdot 1,5)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-44,08 \cdot (1,5 - 0,2)) - (-13,22 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1} = -94,39 \text{ kN}$$

$$F_{z3.sb} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_y} \cdot z_{arm}) - (F_{load_z} \cdot y_{arm.b})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_z} \cdot x_{arm}) - (F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z))}{2 \cdot c} \quad (17)$$

$$F_{z3.sb} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-13,22}{4} + \frac{(20 \cdot 1,5) - (-13,22 \cdot 0,45)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-13,22 \cdot 0,65) - (-44,08 \cdot (1,5 - 0,2))}{2 \cdot 1} = 14,23 \text{ kN}$$

$$F_{z4.sb} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_y} \cdot z_{arm}) - (F_{load_z} \cdot y_{arm.b})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z)) - (F_{load_z} \cdot x_{arm})}{2 \cdot c} \quad (18)$$

$$F_{z4.sb} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-13,22}{4} + \frac{(20 \cdot 1,5) - (-13,22 \cdot 0,45)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-44,08 \cdot (1,5 - 0,2)) - (-13,22 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1} = -34,48 \text{ kN}$$

Zatížení vozíků v ose Z - vzdálenější vedení

Složky x a z zatěžujících sil jsou záporné, protože tak ve výsledku dojde k většímu zatížení.

Vstupní zatěžující síly od obrábění:

$$F_{load_x} = -F_{Ax_{load}} = -5,92 \text{ kN} \quad (19)$$

$$F_{load_y} = 20 \text{ kN} \quad (20)$$

$$F_{load_z} = -F_{Az_{load}} = -1,78 \text{ kN} \quad (21)$$

Rameno zatěžujících sil:

$$y_{arm.d} = y_{zdvih} + \frac{v_{vřete}}{2} + \frac{d}{2} = 1,9 + \frac{0,3}{2} + \frac{0,6}{2} = 3,35 \text{ m} \quad (22)$$

Zatížení vozíků v ose Z:

$$F_{z1.sd} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_z} \cdot y_{arm.d}) - (F_{load_y} \cdot z_{arm})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_z} \cdot x_{arm}) - (F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z))}{2 \cdot c} \quad (23)$$

$$F_{z1.sd} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-1,78}{4} + \frac{(-1,78 \cdot 3,35) - (20 \cdot 1,5)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-1,78 \cdot 0,65) - (-5,92 \cdot (1,5 - 0,2))}{2 \cdot 1} = -63,91 \text{ kN}$$

$$F_{z2.sd} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_z} \cdot y_{arm.d}) - (F_{load_y} \cdot z_{arm})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z)) - (F_{load_z} \cdot x_{arm})}{2 \cdot c} \quad (24)$$

$$F_{z2.sd} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-1,78}{4} + \frac{(-1,78 \cdot 3,35) - (20 \cdot 1,5)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-5,92 \cdot (1,5 - 0,2)) - (-1,78 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1} = -70,45 \text{ kN}$$

$$F_{z3.sd} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_y} \cdot z_{arm}) - (F_{load_z} \cdot y_{arm.d})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_z} \cdot x_{arm}) - (F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z))}{2 \cdot c} \quad (25)$$

$$F_{z3.sd} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-1,78}{4} + \frac{(20 \cdot 1,5) - (-1,78 \cdot 3,35)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-1,78 \cdot 0,65) - (-5,92 \cdot (1,5 - 0,2))}{2 \cdot 1} = -3,99 \text{ kN}$$

$$F_{z4.sd} = -\frac{F_{hmot}}{8} + \frac{F_{load_z}}{4} + \frac{(F_{load_y} \cdot z_{arm}) - (F_{load_z} \cdot y_{arm.d})}{2 \cdot d} + \frac{(F_{load_x} \cdot (z_{arm} - L_z)) - (F_{load_z} \cdot x_{arm})}{2 \cdot c} \quad (26)$$

$$F_{z4.sd} = -\frac{294,2}{8} + \frac{-1,78}{4} + \frac{(20 \cdot 1,5) - (-1,78 \cdot 3,35)}{2 \cdot 0,6} + \frac{(-5,92 \cdot (1,5 - 0,2)) - (-1,78 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1} = -10,53 \text{ kN}$$

Zatížení vozíků v ose Y

Jedná se o síly od obrábění, konkrétně od hrubovacího soustružení, jelikož zatěžuje největší silou. Složka x zatěžující síly je záporná, protože tak ve výsledku dojde k většímu zatížení.

Vstupní zatěžující síly od obrábění:

$$F_{load_x} = -F_{Bx_load} = -44,08 \text{ kN} \quad (27)$$

$$F_{load_y} = 20$$

Zatížení vozíků v ose Y - bližší vedení:

$$F_{y1.sb} = \frac{F_{load_y}}{4} - \frac{F_{load_x} \cdot y_{arm.b}}{2 \cdot c} + \frac{F_{load_y} \cdot x_{arm}}{2 \cdot c} \quad (28)$$

$$F_{y1.sb} = \frac{20}{4} - \frac{-44,08 \cdot 0,45}{2 \cdot 1} + \frac{20 \cdot 0,65}{2 \cdot 1} = 21,42 \text{ kN}$$

$$F_{y2.sb} = \frac{F_{load_y}}{4} + \frac{F_{load_x} \cdot y_{arm.b}}{2 \cdot c} - \frac{F_{load_y} \cdot x_{arm}}{2 \cdot c} \quad (29)$$

$$F_{y2.sb} = \frac{20}{4} + \frac{-44,08 \cdot 0,45}{2 \cdot 1} - \frac{20 \cdot 0,65}{2 \cdot 1} = -11,42 \text{ kN}$$

$$F_{y3.sb} = F_{y1.sb} = 21,42 \text{ kN} \quad (30)$$

$$F_{y4.sb} = F_{y2.sb} = -11,42 \text{ kN} \quad (31)$$

Zatížení vozíků v ose Y - vzdálenější vedení:

$$F_{y1.sd} = \frac{F_{load_y}}{4} - \frac{F_{load_x} \cdot y_{arm.d}}{2 \cdot c} + \frac{F_{load_y} \cdot x_{arm}}{2 \cdot c} \quad (32)$$

$$F_{y1.sd} = \frac{20}{4} - \frac{-44,08 \cdot 3,35}{2 \cdot 1} + \frac{20 \cdot 0,65}{2 \cdot 1} = 85,33 \text{ kN}$$

$$F_{y2.sd} = \frac{F_{load_y}}{4} + \frac{F_{load_x} \cdot y_{arm.d}}{2 \cdot c} - \frac{F_{load_y} \cdot x_{arm}}{2 \cdot c} \quad (33)$$

$$F_{y2.sd} = \frac{20}{4} + \frac{-44,08 \cdot 3,35}{2 \cdot 1} - \frac{20 \cdot 0,65}{2 \cdot 1} = -75,33 \text{ kN}$$

$$F_{y3.sd} = F_{y1.sb} = 85,33 \text{ kN} \quad (34)$$

$$F_{y4.sd} = F_{y2.sb} = -75,33 \text{ kN} \quad (35)$$

Kombinované zatížení

Statické a dynamické hledisko je totožné - [46], str.26, vztah 11 a str.27 vztah 13. Z výsledků níže je patrné, že vzdálenější vedení je více namáhané.

Kombinované zatížení vozíků - bližší vedení:

$$F_{1comb.b} = |F_{z1.sb}| + |F_{y1.sb}| = |-45,69| + |21,42| = 67,1 \text{ kN} \quad (36)$$

$$F_{1comb.b} = |F_{z2.sb}| + |F_{y2.sb}| = |-94,39| + |-11,42| = 105,81 \text{ kN} \quad (37)$$

$$F_{1comb.b} = |F_{z3.sb}| + |F_{y3.sb}| = |14,23| + |21,42| = 35,65 \text{ kN} \quad (38)$$

$$F_{1comb.b} = |F_{z4.sb}| + |F_{y4.sb}| = |-34,48| + |-11,42| = 45,89 \text{ kN} \quad (39)$$

Kombinované zatížení vozíků - vzdálenější vedení:

$$F_{1comb.d} = |F_{z1.sd}| + |F_{y1.sd}| = |-63,91| + |85,33| = \mathbf{149,24 \text{ kN}} \quad (40)$$

$$F_{1comb.d} = |F_{z2.sd}| + |F_{y2.sd}| = |-70,45| + |-75,33| = 145,78 \text{ kN} \quad (41)$$

$$F_{1comb.d} = |F_{z3.sd}| + |F_{y3.sd}| = |-3,99| + |85,33| = 89,32 \text{ kN} \quad (42)$$

$$F_{1comb.d} = |F_{z4.sd}| + |F_{y4.sd}| = |-10,53| + |-75,33| = 85,86 \text{ kN} \quad (43)$$

Maximální výsledné zatížení:

$$F_{res.max} = F_{comb} = F_{1comb.d} = \mathbf{149,24 \text{ kN}} \quad (44)$$

Stěžejním konstrukčním parametrem výsledného zatížení je vzdálenost mezi vozíky v ose X a Y. S tím, že vzdálenost mezi vozíky v ose X má větší vliv.

Volba lineárního vedení

Pro volbu vozíku a kolejnice, je potřeba provést následující výpočty dle [46], kde si nejprve musíme určit následující koeficienty, taktéž dle [46].

Tab 23) Zvolené koeficienty a parametry dle [46].

| | | | | |
|--|---------------|--------|-----|---------------|
| Koef. podmínek zatížení | f_d | 1 | [-] | str.29, tab.5 |
| Koef. počtu vozíků na kolejnici | f_i | 1 | [-] | str.29, tab.6 |
| Koef. délky zdvihu | f_s | 1 | [-] | str.29, tab.7 |
| Koef. bezpečnosti | s_o | 5 | [-] | str.25, tab.3 |
| Třída předpětí | T_2 | 8% z C | [-] | str.14, tab.1 |
| Trvanlivost požadovaná | $L_{10h.min}$ | 20 000 | [h] | - |

Základní statická únosnost:

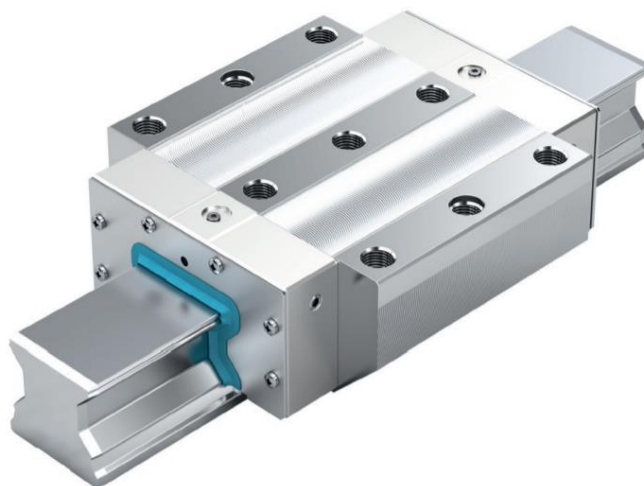
$$C_o = s_o \cdot f_d \cdot F_{res.max} \quad (45)$$

$$C_o = 5 \cdot 1 \cdot 149,24 = 746,2 \text{ kN}$$

Na základě výsledné výpočtové statické únosnosti volíme profilový válečkový vozík firmy Rexroth: FNS R1861 322 2X, velikost 125. A profilová kolejnice R1835 362 68, velikost 125. Pro finální volbu je ještě nutné provést výpočet výsledné trvanlivosti, zda je větší nebo rovna požadované trvanlivosti.

Tab 24) Parametry zvoleného vozíku FNS R1861 dle [22][47], str. 98.

| | | | |
|------------------------------------|----------------|-------|---------------------|
| Základní statická únosnost | C_o | 1 324 | [kN] |
| Základní dynamická únosnost | C | 757,2 | [kN] |
| Maximální rychlost | v_{max} | 2 | [m/s] |
| Maximální zrychlení | a_{max} | 150 | [m/s ²] |
| Cena vozíku | 50 000 / ks | | [CZK] |
| Cena kolejnice | 780 000 / 21 m | | [CZK] |



Obr. 63) Profilový válečkový vozík FNS R1861 od firmy Rexroth. [22]

Předpětí:

$$F_{pr} = 8\% \cdot C \quad (46)$$

$$F_{pr} = 0,08 \cdot 757,2 = 60,58 \text{ kN}$$

Výsledné zatížení:

$$F_{res} = \left(\frac{F_{comb}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{1,5} \cdot F_{pr} \quad (47)$$

$$F_{res} = \left(\frac{149,24}{2,8 \cdot 60,58} + 1 \right)^{1,5} \cdot 60,58 = 156,13 \text{ kN}$$

Jelikož je $F_{comb} \leq 2,8 \cdot F_{pr}$ pak je vztah (47) v takové podobě jakou vidíme výše.

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = \frac{f_d}{f_i \cdot (f_s)^{10}} \cdot F_{res} \quad (48)$$

$$P = \frac{1}{1 \cdot (1)^{10}} \cdot 156,13 = 156,13 \text{ kN}$$

Trvanlivost [km]

$$L_{10s} = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \quad (49)$$

$$L_{10s} = \left(\frac{757,2}{156,13} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \doteq 19307 \text{ km}$$

Střední velikost posuvu

$$v_m = \frac{(v_{fh} \cdot q_{fh}) + (v_{fd} \cdot q_{fd}) + (v_{sh} \cdot q_{sh}) + (v_{sd} \cdot q_{sd}) + (v_{vr} \cdot q_{vr}) + (v_{vy} \cdot q_{vy}) + (v_b \cdot q_b) + (v_{rp} \cdot q_{rp})}{100\%} \quad (50)$$

$$v_m = \frac{(13 \cdot 26) + (10 \cdot 17) + (13 \cdot 13) + (10 \cdot 8) + (7 \cdot 8) + (6 \cdot 8) + (10 \cdot 5) + (30 \cdot 15)}{100} = 13,61 \text{ m/min}^1$$

Trvanlivost [h]

$$L_{10h} = \frac{L_{10s}}{v_m} \quad (51)$$

$$L_{10h} = \frac{19307 \cdot 1000}{13,61 \cdot 60} \doteq 23\,643 \text{ h}$$

Výsledná trvanlivost $L_{10h} = 23\,643 \text{ h}$ je větší než požadovaná trvanlivost $L_{10h.min} = 20\,000 \text{ h}$. Zvolené válečkové lineární vedení je tedy vyhovující.

8.2 Náhon

Následující kapitola bude pojednávat o výpočtech zatížení a následnou volbou odpovídajících prvků pro posuv osy. Návrh není přímočarý. Úlohu není možno řešit od vstupních parametrů k výsledku. V průběhu výpočtů se doplňují či přepisují parametry dle zvolených komponent. Pro návrh pohonu volím otáčky motoru: $n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$

8.2.1 Výpočty a volba pastorku

Pro volbu pastorku s hřebenem musíme znát přenášenou maximální sílu. Ta může být u osy X vyvolána dynamickými silami při posuvu, silami od obrábění nebo odporovými silami. Výpočty byly provedeny dle katalogu firmy Apex Dynamics, konkrétně dle [47].

Třecí síla od vedení:

$$F_t = \frac{m_{\text{portál}}}{4} \cdot g \cdot f_1 + F_{t,DS} \quad (52)$$

$$F_t = \frac{30\,000}{4} \cdot 9,81 \cdot 0,001 + 900 = 973,55 \text{ N}$$

kde: f_1 - koeficient tření válečkového vedení, dle [22] str. 21, volím $f_1 = 0.001$ [-].

$F_{t,DS}$ - třecí síla od těsnění DS, dle [22] str. 21, $F_{t,DS} = 900$ [N].

Statická síla mezi pastorkem a hřebenem (nekorigovaná):

$$F_{\text{stat.n}} = F_t + \frac{F_{Bx_load}}{4} \quad (53)$$

$$F_{\text{stat.n}} = 973,55 + \frac{44\,080}{4} = 11,99 \text{ kN}$$

Dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem (nekorigovaná):

$$F_{\text{dyn.n}} = F_t + \frac{m_{\text{portál}}}{4} \cdot a \quad (54)$$

$$F_{\text{dyn.n}} = 973,55 + \frac{30\,000}{4} \cdot 2 = 15,97 \text{ kN}$$

Osa X bude v režimu gantry Master Slave. Z tohoto důvodu se výsledné statické nebo dynamické zatížení nerozdělí mezi 4 pastorky rovnoměrně. Nýbrž uvažujeme 0,65násobek z vypočtené síly na dvojici.

Výsledná statická síla mezi pastorkem a hřebenem:

$$F_{\text{stat}} = F_{\text{stat.n}} \cdot 2 \cdot 0,65 \quad (55)$$

$$F_{\text{stat}} = 11,99 \cdot 2 \cdot 0,65 = 15,59 \text{ kN}$$

Výsledná dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem:

$$F_{\text{dyn}} = F_{\text{dyn.n}} \cdot 2 \cdot 0,65 \quad (56)$$

$$F_{\text{dyn}} = 15,97 \cdot 2 \cdot 0,65 = 20,77 \text{ kN}$$

Z výsledků vidíme, že výsledná dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem je vyšší než statická. Na základě toho volíme pastorek B05L14B140 kvality Q5 a hřeben 0506R100C10 kvality Q6, oba od firmy Apex Dynamics (kvalita volena dle doporučení výrobce). Hřeben je dostupný v metrové délce, dle [47], str. 22. Pro finální volbu je ještě nutné provést výpočty motoru a převodovky (zda byl modul a počet zubů vhodně zvolen, respektive vybrán z katalogu) a dále provést kontrolu kompatibilitnosti s vloženou převodovkou.

Tab 25) Parametry zvoleného pastorku B05L14B140 dle [47], str. 49, tab. 3.

| | | | |
|------------------------------------|----------------------------|------------------------------|-----------------------|
| Modul | m_n | 5 | [-] |
| Počet zubů | z | 14 | [-] |
| Průměr roztečné kružnice | d_w | 77,272 | [mm] |
| Poloměr roztečné kružnice | r_p | 37,136 | [mm] |
| Max. posuvová síla | F_{2T} | 42,142 | [kN] |
| Max. kroutící moment | M_{2B} | 1 565 | [Nm] |
| Úhel záběru | α | 20 | [°] |
| Úhel sklonu | β | 19,5283 | [°] |
| Moment setrvačnosti | J_1 | 27,923 | [kg·cm ²] |
| Kompatibilní s převodovkami | řada | AD/ADR, PD/PDR a AH/AHR | |
| Cena pastorku | 9 575 ¹⁾ | - | [CZK] |
| Cena hřebene | 10 682 / 1 m ¹⁾ | 235 004 / 22 m ¹⁾ | [CZK] |

¹⁾ Podle sdělení Pavla Uherce (prodej a aplikace, Apex Dynamics Czech s.r.o., tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice) dne 3. května 2021.



Obr. 64) Pastorek se šikmým ozubením B05L14B140 od Apex Dynamics. [47]

8.2.2 Výpočty a volba převodovky

Pro volbu převodovky je stěžejní určit převodový poměr. Dále výstupní kroutící moment a axiální zatížení. Volba byla provedena dle katalogu Apex Dynamics, konkrétně dle [48].

Maximální otáčky na pastorku:

$$n_{pmax} = \frac{v_{rp}}{d_w \cdot \pi} \quad (57)$$

$$n_{pmax} = \frac{30}{0,077272 \cdot \pi} = 128,57 \text{ min}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i_{pr} = \frac{n_m}{n_{pmax}} \quad (58)$$

$$i_{pr} = \frac{3\,000}{128,57} = 23,33 \rightarrow \text{volíme } 25$$

Krouticí moment na pastorku:

$$M_p = F_{dyn} \cdot r_p \quad (59)$$

$$M_p = 20770 \cdot 0,037136 = 771,16 \text{ Nm}$$

Axiální síla působící na převodovku:

$$F_{ax} = F_{dyn} \cdot \tan(\beta) \quad (60)$$

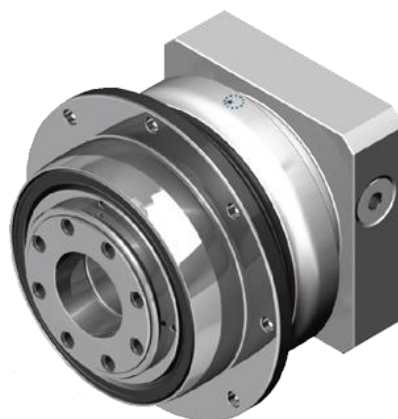
$$F_{ax} = 20,77 \cdot \tan(19,5283) = 7,365 \text{ kN}$$

Na základě kompatibilitnosti s pastorkem a výpočtů volíme dvoustupňovou planetovou převodovku AH255-025 od firmy Apex Dynamics. Pro finální volbu je ještě nutné provést výpočty motoru a dále provést kontrolu kompatibilitnosti s motorem.

Tab 26) Parametry zvolené planetové převodovky AH255-025 dle [48], str. 141 a 142

| | | | |
|----------------------------------|------------------------------------|-------|-----------------------|
| Převodový poměr | $i_{pr.v}$ | 25 | [-] |
| Jmenovitý výstupní moment | M_{2N} | 1 770 | [Nm] |
| Max. axiální zatížení | $F_{ax.max}$ | 26,9 | [kN] |
| Účinnost | η_p | 94 | [%] |
| Moment setrvačnosti | J_p | 12,63 | [kg·cm ²] |
| Počet stupňů převodu | - | 2 | [-] |
| Průměr vstupní hřídele | 32, 35, 38, 42 nebo 48 (volíme 32) | | [mm] |
| Cena | 175 570 ¹⁾ | | [CZK] |

¹⁾ Podle sdělení Pavla Uherce (prodej a aplikace, Apex Dynamics Czech s.r.o., tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice) dne 3. května 2021.



Obr. 65) Dvoustupňová planetová převodovka AH255-025 od Apex Dynamics. [48]

8.2.3 Výpočty a volba motoru

Pro volbu motoru je stěžejní posoudit statické a dynamické hledisko. Následně určit požadovaný výkonu motoru a provést volbu. Výpočty byly provedeny dle [1]. Volba byla provedena dle konfigurátoru Stöber. konkrétně dle [49] a [48].

Statické hledisko:

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_v \quad (61)$$

$$\eta_c = 0,94 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,884$$

kde: η_v - účinnost valivého vedení dle [1], str. 228, $\eta_v = 0,98$ [-].

η_1 - účinnost vloženého převodu (ozub. kolo) dle [1], str. 228, $\eta_1 = 0,96$ [-].

Moment motoru z hlediska statického:

$$M_{ms} = \frac{F_{stat} \cdot r_p}{i_{pr.v} \cdot \eta_c} + \frac{m_{portál} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_p}{4 \cdot i_{pr.v} \cdot \eta_c} \quad (62)$$

$$M_{ms} = \frac{15\,590 \cdot 0,037136}{25 \cdot 0,884} + \frac{30\,000 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) \cdot 0,037136}{4 \cdot 25 \cdot 0,884} = 26,19 \text{ Nm}$$

Kinematické hledisko:

Úhlové zrychlení pastorku:

$$\varepsilon_p = \frac{a}{r_p} \quad (63)$$

$$\varepsilon_p = \frac{2}{0,037136} = 53,86 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_p \cdot i_{pr.v} \quad (64)$$

$$\varepsilon_m = 53,86 \cdot 25 = 1346,39 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dynamické hledisko:

Posuvné hmoty redukované do osy pastorku:

$$J_m = \frac{m_{portál}}{4} \cdot r_p^2 \quad (65)$$

$$J_m = \frac{30\,000}{4} \cdot 3,7136^2 = 103,4 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_p + \frac{J_1}{i_{pr.v}^2} + \frac{J_m}{i_{pr.v}^2} \quad (66)$$

$$J_{rhm} = 39,7 + 12,63 + \frac{27,923}{25^2} + \frac{103,4 \cdot 10^3}{25^2} = 217,87 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = \frac{m_{portál} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_p}{4 \cdot i_{pr.v} \cdot \eta_p \cdot \eta_1} + \frac{m_{portál} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot r_p}{4 \cdot i_{pr.v} \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (67)$$

$$M_{zdrhm} = \frac{30\,000 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) \cdot 0,037136}{4 \cdot 25 \cdot 0,94 \cdot 0,96} + \frac{30\,000 \cdot 9,81 \cdot \cos(0) \cdot 0,001 \cdot 0,037136}{4 \cdot 25 \cdot 0,94 \cdot 0,96} = 0,121 \text{ Nm}$$

Moment motoru z hlediska dynamického:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} \quad (68)$$

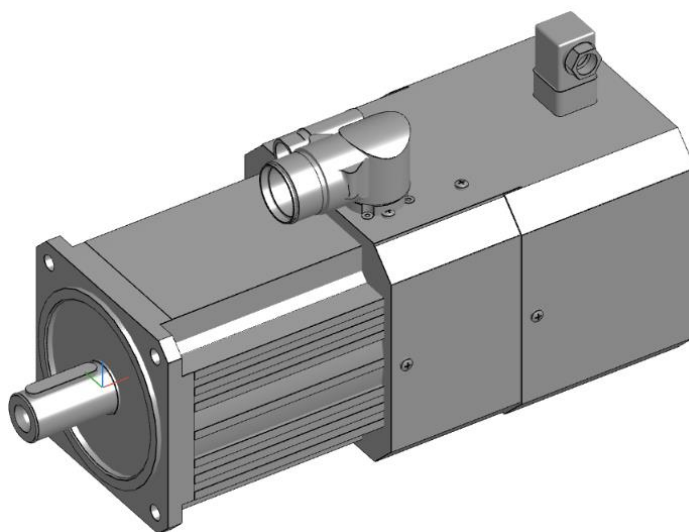
$$M_{md} = 0,021787 \cdot 1346,39 + 0,121 = 29,45 \text{ Nm}$$

Výkon motoru:

$$P_m = M_{md} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m \quad (69)$$

$$P_m = 29,45 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{3000}{60} = 9,25 \text{ kW}$$

Na základě výpočtů volíme od firmy Stöber synchronní servomotor typu EZ705BDGQC7P140 s integrovaným ventilátorem a brzdou. V tabulce Tab 27) můžeme vidět jeho parametry a na Obr. 67) momentovou charakteristiku. Pro finální volbu je ještě nutné provést kontrolu kompatibilitnosti s převodovkou.

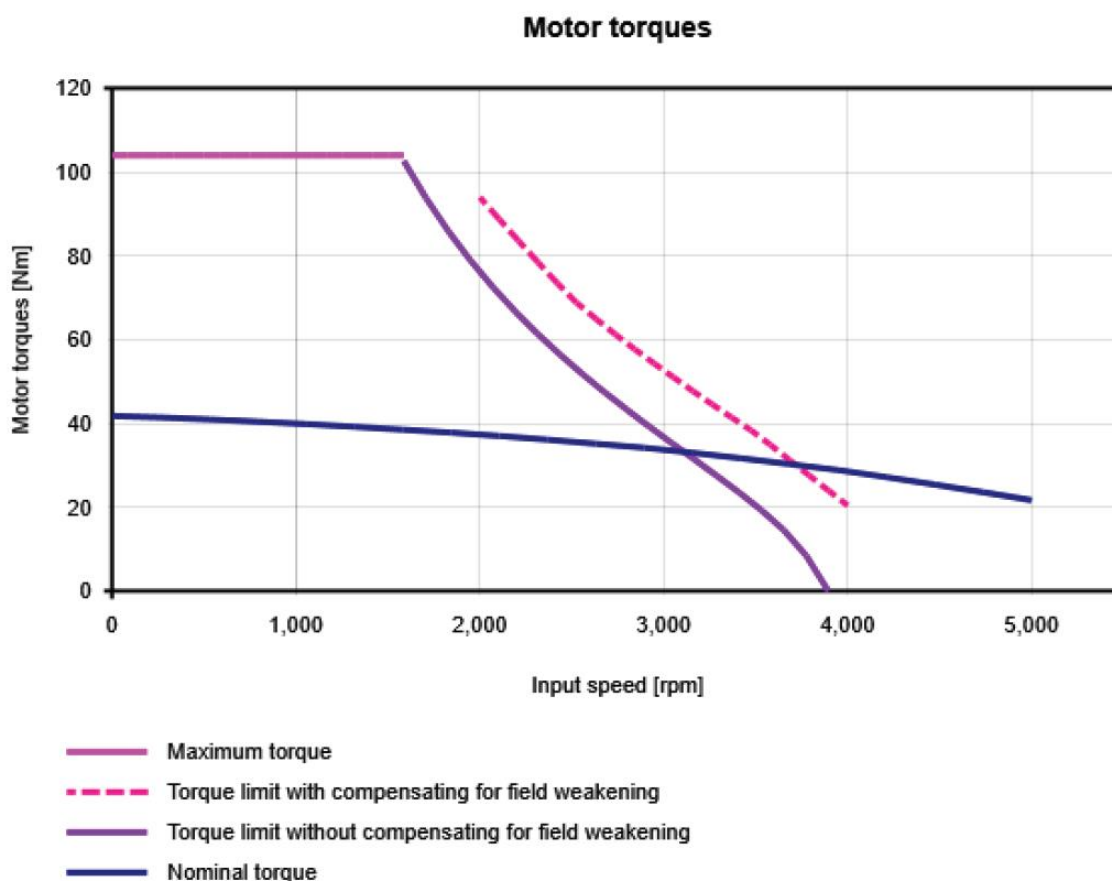


Obr. 66) Synchronní servomotor typu EZ705B od firmy Stöber (celé označení: EZ705BDGQC7P140). [50]

Tab 27) Parametry zvoleného motoru typu EZ705B od firmy Stöber dle [50].

| | | | |
|----------------------------------|----------------------------|------|---------------------------------|
| Jmenovité otáčky | n_{mv} | 3000 | [min^{-1}] |
| Jmenovitý výkon | P_{mv} | 10,6 | [kW] |
| Jmenovitý kroutící moment | M_v | 33,8 | [Nm] |
| Moment setrvačnosti | J_{mot} | 39,7 | [$\text{kg}\cdot\text{cm}^2$] |
| Hmotnost | m_{mv} | 24 | [kg] |
| Chlazení | vlastní ventilátor IC 416 | | [-] |
| Brzda | 32Nm MBS/28Nm MBD/PM 24VDC | | [Nm] |
| Výstupní hřídele | Ø32x58 s drážkou pro pero | | [mm] |
| Cena | 62 920 ¹⁾ | | [CZK] |

¹⁾ Podle sdělení Romana Máchy (technika a aplikace, REM-Technik s.r.o., Klíny 35, 615 00 Brno) dne 28. dubna 2021.



Obr. 67) Momentová charakteristika motoru EZ705BDGQC7P140. [50]

8.2.4 Kompatibilitnost

U vybraných komponent se ještě musí provést kontrolu kompatibility. Kontrolu výstupních rozměrů hřídele a vstupních rozměrů pro hřídel převodovky. Kontrolu připojovacích rozměrů mezi motorem a převodovkou. Kontrolu připojovacích rozměrů mezi převodovkou a pastorkem. Kontrola byla provedena dle katalogů obou firem, od kterých si volíme komponenty - Apex Dynamics (pastorek: [47], převodovka: [48]) a Stöber (motor: [52]). Kontrola taktéž byla provedena dle jejich konfiguračních - Apex Dynamics: [51], Stöber: [49].

8.3 Odměrování polohy

Výběr byl proveden na základě rešeršní částí této práce a analýzy trhu. Taktéž na základě velké měřicí délky, velké požadované přesnosti polohy a eliminaci křížení portálů. Vybrán byl vícedélkový zapouzdřený fotoelektrický absolutní snímač LC 281 od firmy Heidenhain. Konkrétně volíme zapouzdřené pravítko 748880-R4, a snímací jednotku 721856-02. Snímač bude umístěn na obou vedení.

Tab 28) Parametry snímače LC 281 od firmy Heidenhain dle [37], str. 33[50].

| | | | |
|---|--|---|---------------------|
| Zapouzdřené pravítko 748880-R4 | Měřicí délka | 20 040 | [mm] |
| | Koef. teplotní roztažnosti ¹⁾ | $\approx 10 \cdot 10^{-6}$ | [K ⁻¹] |
| | Třída přesnosti | ± 5 | [μ m] |
| | Perioda dělení mřížky | 40 | [μ m] |
| | Pravítko | Metallur (pravítko: ocel, stupnice: zlato) | [-] |
| | Stupnice | absolutní i inkrementální | [-] |
| | Cena | 292 675 ²⁾ | [CZK] |
| Snímací Jednotka 721856-02 | Měřicí krok | 10 | [nm] |
| | Max. měřicí rychlost | 180 | [m/min] |
| | Max. měřicí zrychlení | 100 | [m/s ²] |
| | Cena | 14 740 ²⁾ | [CZK] |

¹⁾ Stejná jako základna, ke které je pouzdro pravítka připevněno. V našem případě je to lože stroje - šedá litina. Hodnota je uvedena při teplotě 20°C.

²⁾ Podle sdělení Evy Klocové (obchodní zástupce, HEIDENHAIN s.r.o., Dolnoměcholupská 12b/ 1526, Praha 10) dne 14. dubna 2021.

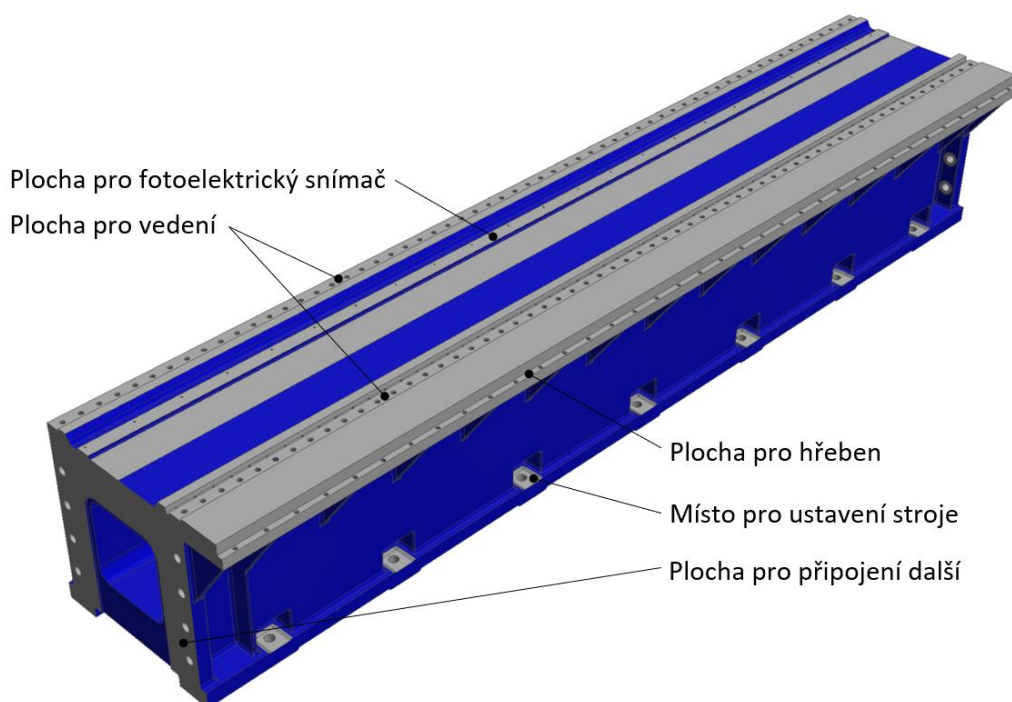


Obr. 68) Snímač polohy LC 281 od firmy Heidenhain. [37]

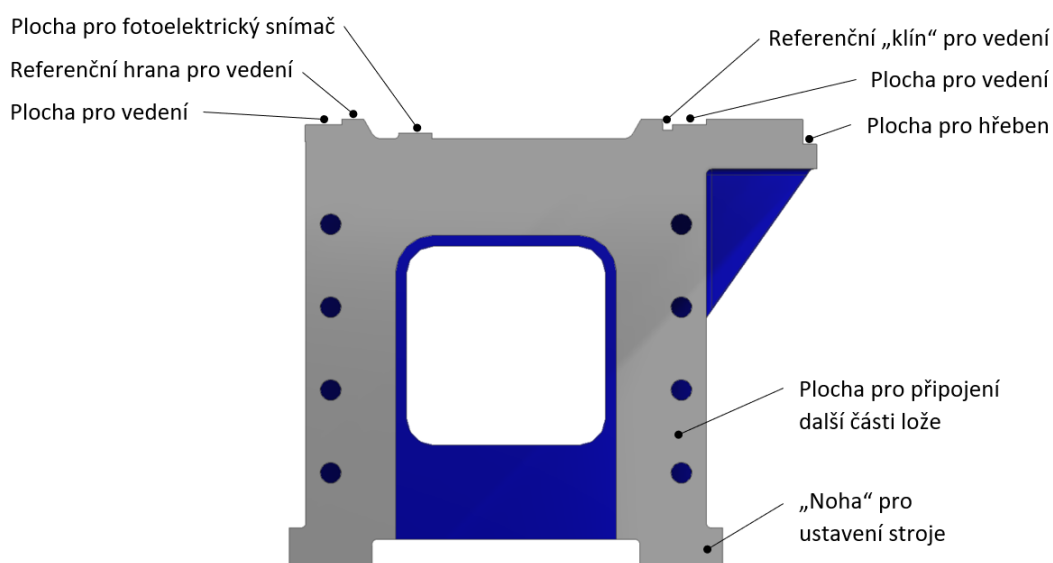
8.4 Lože

Návrh lože byl proveden na základě rešeršní částí této práce. Jde pouze o koncepční návrh, nikoliv konstrukční návrh podložený výpočty.

Na Obr. 69) můžeme vidět celkový náhled na lože a na Obr. 70) detail popisující důležitá místa. Jedná se o konstrukci ze svařované šedé litiny. Obsahuje 7 míst na ustavení stroje. Rozměry: 955 x 810 x 4 500 mm. Při návrhu délky lože (respektive celkové délky osy složenou z jednotlivých loží) musíme brát v potaz kromě pracovního zdvihu osy X (20 000 mm) i délku základny stojanu (2 050 mm). Celková délka osy složená z 5 loží je 22 500 mm. Když odečteme délku základny stojanu máme rezervu na každé straně 225 mm. Dále nesmíme zapomenout na délku složeného krytování (1 500 mm). Tu vyřešíme speciální konzolou (viz kap. 9), prodloužení délky lože by bylo zbytečné, jak z hlediska konstrukčního tak cenového.



Obr. 69) Celkový náhled na lože



Obr. 70) Přední detail lože

8.5 Krytování

Výběr byl proveden na základě rešerše a analýzy trhu. Jelikož na multifunkčním centru budou probíhat i hrubovací operace, kde vznikají hrubé třísky, volíme teleskopické kryty. Konkrétní podoba teleskopického krytu byla provedena dle katalogu firmy Lin-Tech Hennlich dle [54].

Tab 29) Parametry zvoleného teleskopického krytu od firmy Lin-Tech Hennlich. [54]

| | |
|---------------------------------|---|
| Základní pracovní pozice | horizontální |
| Základní tvar | typ B ¹⁾ |
| Vodící prvky | rolny ²⁾ |
| | kluzáky ³⁾ |
| Tlumič rázu | Ano: pro roztah i sražení ⁴⁾ |
| Pantografový systém | ne ⁵⁾ |
| Mosazné zámky | ne |
| Pochozí | ne |
| Cena | ≈ 320 000 / 4 kryty ⁶⁾ [CZK] |

¹⁾ Maximální šířka 900 mm.

²⁾ Přednostně volit do míst teleskopického krytu nesoucí vlastní tíhu krytu.

³⁾ Vedou kryt v ose pohybu.

⁴⁾ Pro roztah je tlumič umístěn těsně za stěračem mezi jednotlivými elementy krytu. Pro sražení je tlumič umístěn na přední části žebra.

⁵⁾ Pro tlumení rázů se využívá i pantografový systém, který je určený pro rychlosti od 30 m/min do 60 m/min. V našem případě se bude jednat maximálně o 30 m/min a to při rychloposuvech (15% pracovního času).

⁶⁾ Podle sdělení Jana Bažanta (Produktový manažer, o.z. Lin-Tech, Hennlich s.r.o., Českolipská 1996, 412 01 Litoměřice) dne 3. května 2021.

8.6 Ustavení stroje

Pro volbu stavitelného podkládacího prvku musíme určit zatížení na jeden prvek od váhy stroje. Volba byla provedena dle katalogu firmy Fixatorenbau Bertuch, konkrétně dle [53], str. 3, pozn.²⁾, kde je zmíněno, že volba velikosti podkládacího prvku se určí ze zatížení **pouze** od váhy stroje.

Zatížení jednoho podkládacího prvku od váhy stroje:

$$F_{kotva} = \left(\frac{m_{portál}}{n_{kotva}} \right) \cdot g \quad (70)$$

$$F_{kotva} = \left(\frac{30\,000}{12} \right) \cdot 9,81 = 24\,525\,N$$

kde: n_{kotva} - min. počet prvků, nad kterými zrovna leží portál, $n_{kotva} = 12$ [-].

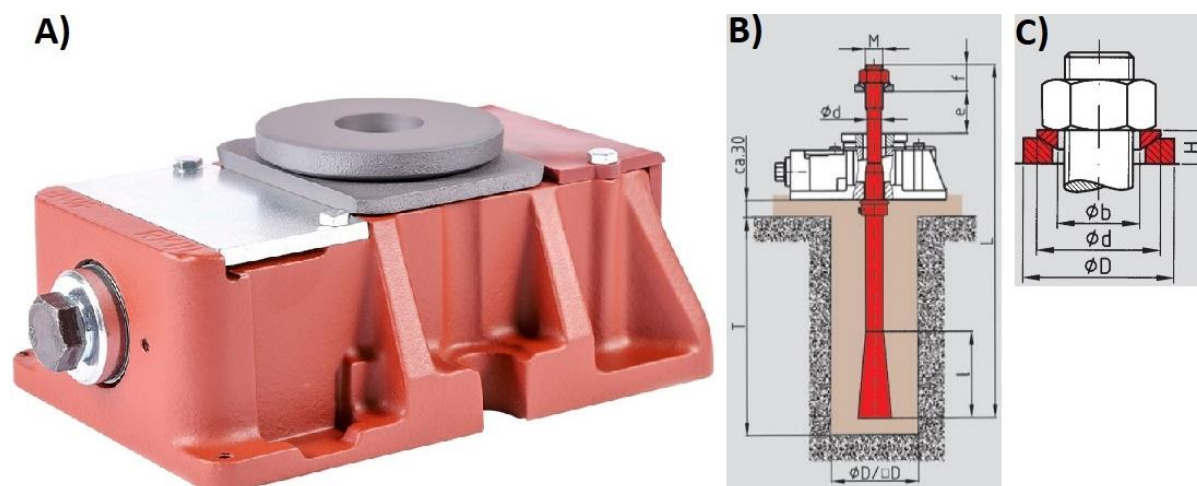
Na základě výpočtů volíme od firmy Fixatorenbau Bertuch (zkráceně BWF) klínový podkládací prvek typu RK III - GA.f1 se stavitelným klínem. Nižší řada má doporučenou mrtvou váhu stroje 20 000 N (tedy nedostačující). Jako kotevní šrouby typ „wes“ a podložky typu „p“ volíme dle doporučení výrobce podkládacího prvku.

Tab 30) Parametry zvoleného podkládacího prvku typu RK III-GA.f1 od BWF dle [53], str.3.

| | | |
|---|---------------------------------------|-------|
| Dovolené max. zatížení | 240 000 | [N] |
| Doporučená mrtvá váha stroje | 40 000 ¹⁾ | [N] |
| Cena podkládacího prvku | 2 881 ²⁾ | [CZK] |
| Cena kotevního šroubu a podložky | 442 ²⁾ + 137 ²⁾ | [CZK] |

¹⁾ Na základě této hodnoty se určuje velikost podkládajícího prvku.

²⁾ Podle sdělení Stefana Wagnera (Technik und Vertrieb, Sales and engineering, Fixatorenbau Bertuch & Co. GmbH, Siemensstr 15, 51381 Leverkusen) dne 30. dubna 2021.



Obr. 71) a) klínový podkládací prvek typu RK III - GA.f1, b) kotevní šroub typu wes, c) podložka typu p. [53]

8.7 Vyhodnocení konstrukčního řešení

Výsledkem konstrukčního řešení je kompletní osa X pro multifunkční obráběcí centrum TOS FRF 200. Jmenovitě jde o návrh vedení, náhonu, odměřování, lože, krytování a ustavení a jejich vhodné nadimenzování. Při zjišťování cen komponent vyšlo najevo, že vedení (vozíky a kolejnice 125) jsou příliš drahé a dále při tvorbě 3D modelu, rozměry vozíku byli enormní v poměru s navrhovaným ložem a stojanem a taktéž oproti mým představám - musím zmínit, že tohle jsem si při návrhu vedení neuvědomil. Dále musíme zdůraznit, že zde jde o konstrukční řešení o 4 vozících na stojan.

Přestože varianta o 4 vozících na stojan je vhodně nadimenzovaná, byla z cenových důvodů provedena optimalizace řešení. Výsledkem byla druhá konstrukční varianta o 8 vozících na stojan. Konkrétně se jedná o vozík FLS R1853 622 2X a kolejnici R1806 652 38 oba velikosti 65. Výpočty proběhli totožně jako v podkap. 8.1 a jsou k náhledu v příloze. Dosavadní výsledky byly impulzem k doplnění této diplomové práce o ekonomické zhodnocení, které nalezneme v následující podkapitole.

8.8 Ekonomické zhodnocení

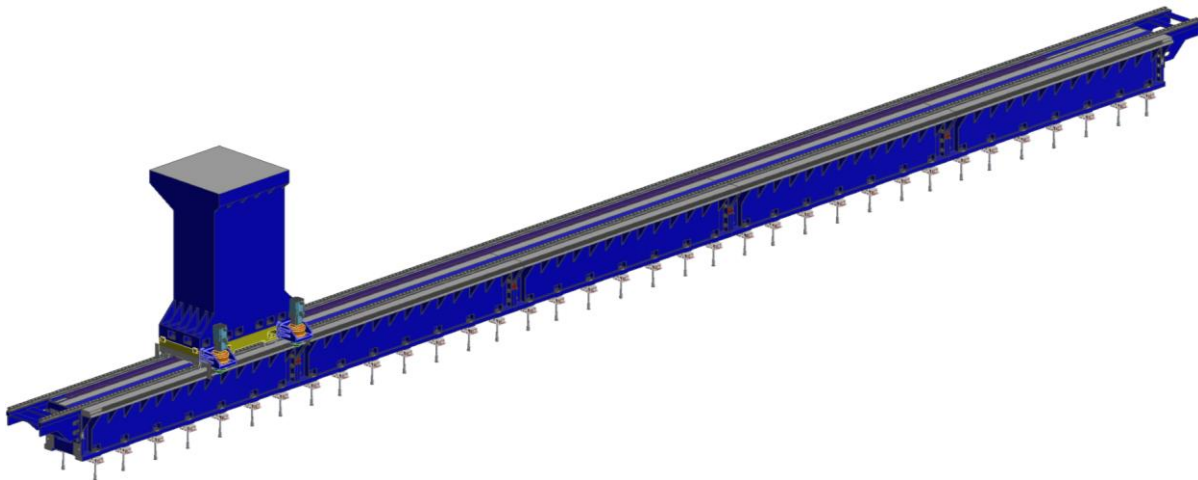
Tato kapitola se zabývá ekonomickým náhledem jednotlivých uzlů a jejich částí, zřejmý v Tab 31). Jak už bylo zmíněno byly provedeny 2 konstrukční varianty, kde levnější varianta vyhrála. V tabulce níže, na řádku „Vedení“ můžeme vidět porovnání obou variant. Lze jasně vidět, že varianta 65 i za použití dvojnásobného počtu vozíků je mnohem levnější.

Tab 31) Ekonomické zhodnocení osy X (jedna strana)

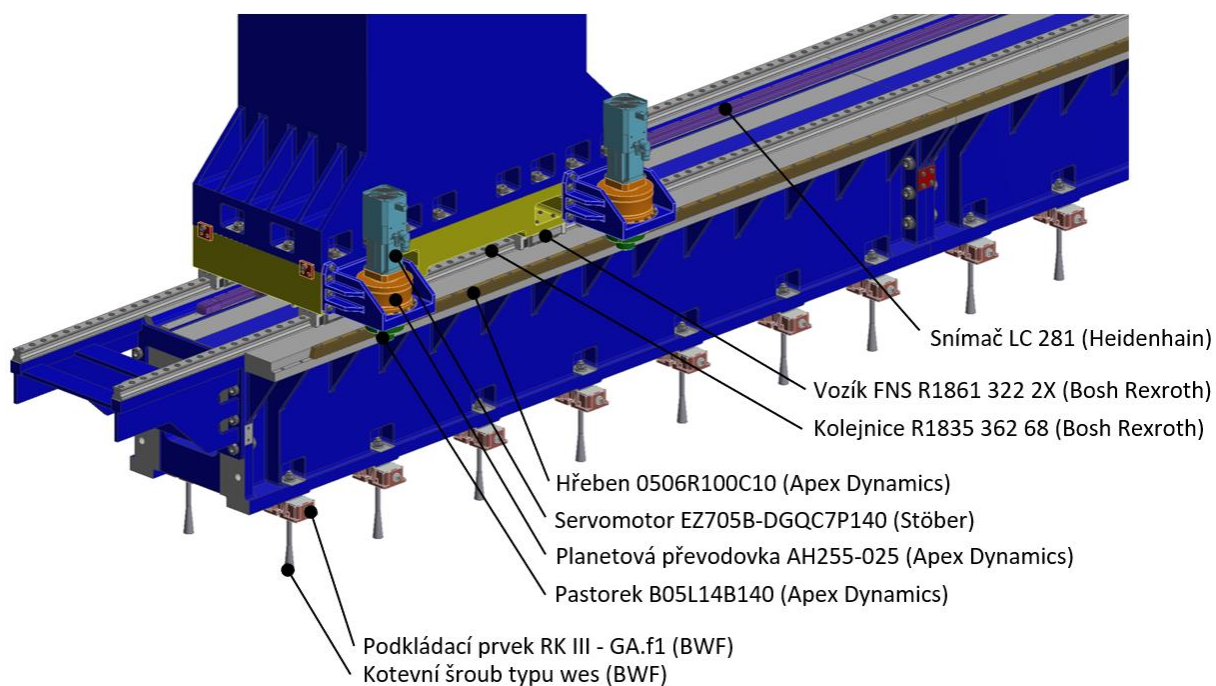
| | | | | |
|-------------------|----------------------|-------------------------|-------------------|-------|
| Vedení | Vozík 125 | 50 000 / ks | 200 000 / 4 ks | [CZK] |
| | Kolejnice 125 | 37 143 / m | 1 786 578 / 48,1m | [CZK] |
| | Vozík 65 | 9 575 / ks | 76 598 / 8 ks | [CZK] |
| | Kolejnice 65 | 10 378 / m | 499 190 / 48,1m | [CZK] |
| Náhon | Hřeben | 10 682 / m | 235 004 / 22 m | [CZK] |
| | Pastorek | 9 574 / ks | 19 148 / 2 ks | [CZK] |
| | Převodovka | 175 570 / ks | 351 140 / 2 ks | [CZK] |
| | Servomotor | 62 920 / ks | 125 840 / 2 ks | [CZK] |
| Odměřování | Zapouzdřené pravítko | 292 675 / ks (20,040 m) | | [CZK] |
| | Snímací hlava | 14 740 / ks | | [CZK] |
| Krytování | Teleskopický kryt | ≈ 160 000 / 2 ks | | [CZK] |
| Ustavení | Podkládací prvek | 2 881 / ks | 201 656 / 70 ks | [CZK] |
| | Kotevní šroub | 579 / ks | 40 548 / 70 ks | [CZK] |
| CELKEM | Jedna strana osy | 1 963 611 | | [CZK] |

9 VÝSLEDNÝ 3D MODEL

V této kapitole si přiblížíme, jak kompletní lineární osu, tak i jednotlivé její části. Taktéž si přiblížíme konstrukční prvky jako: spojení jednotlivých loží; vymezení vůle konzoly, respektive pastorku a hřebene; referenční hrany a prvky vedení.



Obr. 72) Celkový pohled na osu X

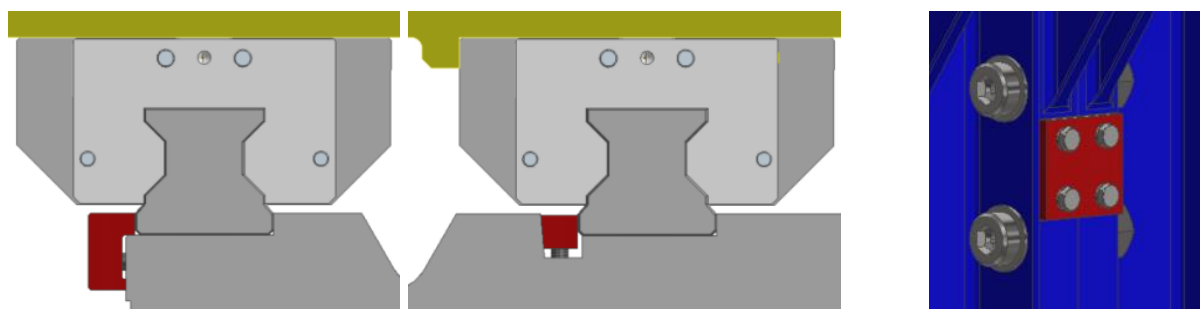


Obr. 73) Detail základny stojanu (žlutá) a náhonu osy

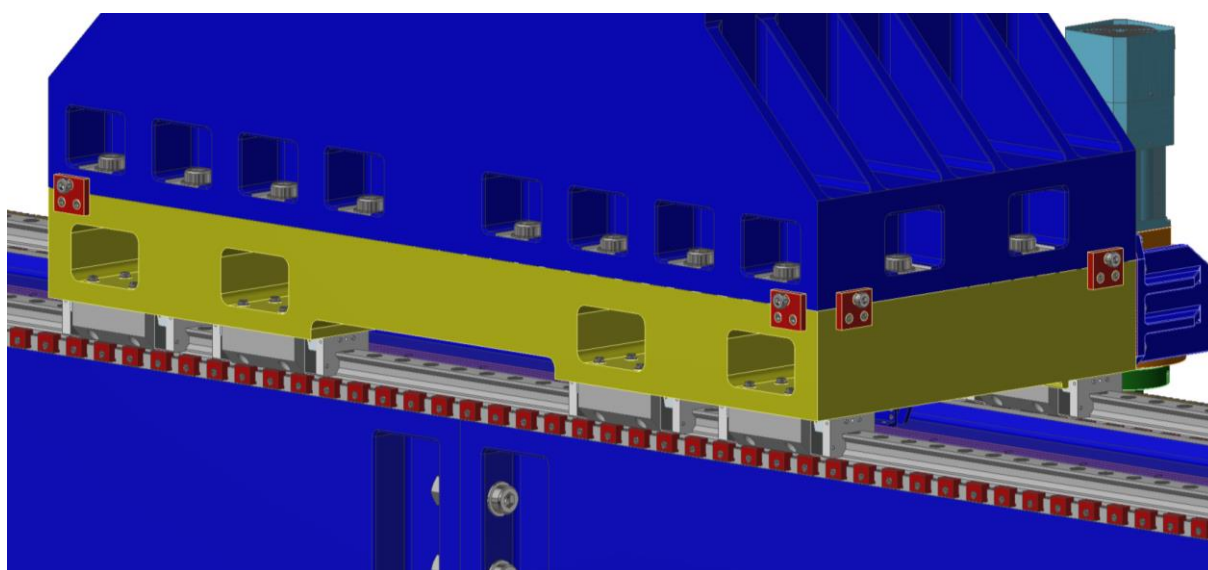
Na obrázcích níže můžeme vidět detail uspořádání osy. Na Obr. 74) můžeme vidět uspořádání osy. Konkrétně uspořádání vedení, odměřování a náhonu. Dále můžeme vidět referenční a vymežovací prvky (červená barva): konzoly respektive pastorku a hřebene; vedení a stojanu. Níže, na Obr. 75) můžeme vidět detail zmiňovaných referenčních hran a prvku vedení.



Obr. 74) Detail uspořádání osy - vedení, odměřování a náhon



Obr. 75) Vymezení vůle referenčními prvky a hranami vedení (vlevo, č. barva) a vymezení vůle spojení loží v příčném směru (vpravo, č. barva)



Obr. 76) Detail - uspořádání vozíků

10 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Výsledkem této diplomové práce konstrukční návrh lineární osy X pro multifunkční obráběcí centrum. Základy výsledného návrhu vychází z rešerše, ale hlavně z analýzy trhu, tedy z obdobných multifunkčních obráběcích center s blízkými parametry.

Náhon lineární osy byl realizován pastorkem a hřebenem. Posuv pomocí šneku a šnekového hřebenu není možný z důvodů nedostatečné posuvové rychlosti a lineární motor se zanedbává z důvodů nedostatečné posuvové síly. Kuličkový šroub a matice se zanedbává z důvodu velkého požadovaného zdvihu 20 000 mm. Nevýhodou u takových zdvihů je průhyb KŠ zapříčiněný svou vlastní vahou, respektive gravitační silou. Tím netvrdím, že to není možné (taktéž i ostatní varianty), způsobený průhyb u KŠ lze samozřejmě vyřešit, ale zbytečně bychom si návrh konstrukčně komplikovali. Taktéž servomotor pohánějící KŠ se (u takto velkých zdvihů) dimenzuje pro větší momenty, než kdybychom použili individuální servomotor u pastorku a hřebene. Finální rozhodnutí taktéž vyplývá z vyhodnocení rešeršní části této práce a analýzy trhu, kde drtivá většina výrobců pro náhon velkých zdvihů používá pastorek a hřeben.

U jednotlivých konstrukčních uzlů musela být kladena nemalá váha na jejich kompatibilitu mezi sebou i jejich dílčích komponent. K tomu dobře posloužily konfigurátory výrobců.

Konečný návrh neobsahuje některé konstrukční uzly jako energetický řetěz a mazání. Dále u lože se jedná pouze o koncepční návrh nikoliv o konstrukční návrh podložený pevnostními výpočty. Důvodem je velká náročnost přesahující zadání práce, respektive se domnívám, že by šlo o další závěrečnou práci. Opakem je zase kapitola ekonomického zhodnocení a ustavení stroje (lože), která je nad rámec práce.

Výsledné řešení hodnotím kladně, nicméně pro reálné provedení by bylo zapotřebí více vstupních parametrů, a hlavně znalost celkových požadavků na stroj, respektive ostatních os. Při návrhu konstrukčních uzlů byly dílčí komponenty vybrány vždy od jednoho výrobce. Pro zlepšení celkového návrhu bych vybral dva výrobce a provedl jejich cenové porovnání.

11 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh lineární osy multifunkčního obráběcího centra, konkrétně osy X. Provést analýzu trhu a důkladnou rešerši současné vědy a techniky řešené problematiky. Stručné a přehledné vyhodnocení rešerši části, které nám bylo základním kamenem pro další postup. Následoval návrh 8 různých konstrukčních variant z hlediska pohonu osy a pomocí Saatyho multikriteriální metody byla vybrána varianta, která dosáhla nejlepších výsledků. Varianta byla podrobena konstrukčním výpočtům a provedeno její vyhodnocení. Práce byla doplněna o ekonomické zhodnocení. Závěrem byl vytvořen 3D model řešení a výkresová dokumentace v prostředí Inventoru.

V první části práce byla provedena analýza trhu, která se zaměřuje na výrobce mající ve svém produktovém portfoliu multifunkční obráběcí centra. Jedná se o 5 výrobců a 7 strojů. Obsahem podkapitol jednotlivých strojů je vždy popis stroje a přehledná tabulka zaměřující se hlavně na parametry týkající se lineární osy X.

Druhá část práce je rešeršního charakteru. Jedná se o rešerši současného stavu vědy a techniky řešené problematiky, tedy oblasti lineární osy. Jednotlivé kapitoly jsou zaměřené na vedení, posuv lineární osy a odměřování. Závěrem kapitol jsou vyhodnocení, která jsou stěžejní pro další kapitoly.

Následující část byla zaměřena na posouzení různých konstrukčních variant z hlediska uspořádání pohonu lineární osy pomocí Saatyho multikriteriální metody. Nejdříve proběhl návrh 8 variant, které jsou přehledně popsány a názorně zobrazeny na obrázcích v příslušných podkapitolách. Jako kritéria byla zvolena tuhost, složitost, cena, přístupnost, kompaktnost a délka hřebene. Příslušnou metodou se určila váha zvolených kritérií. Navrhnuté varianty se kritériálně obodovali a vynásobením těchto hodnot vahou kritéria jsme dostali pořadí variant, respektive variantu s největší bodovým ohodnocením.

Navazující část se věnovala konstrukčnímu řešení a dimenzování pro volbu příslušných komponent. Konkrétně se jednalo o návrh a volbu vedení, náhonu, převodu, pohon, odměřování, lože, krytování a ustavení stroje. Jako vedení bylo zvoleno profilové válečkové vedení. Dále jako náhon byl zvolen pastorek s hřebenem s šikmým ozubením, pro převod byla vybrána dvou stupňová planetová převodovka a pro pohon synchronní servomotor s integrovaným ventilátorem a brzdou. K odměřování polohy byl zvolen více délkový zapouzdřený fotoelektrický absolutní snímač. U lože se jedná o koncepční návrh. Lože pro lepší představu viz příslušná kapitola. Krytování vedení je řešeno teleskopickými kryty se sklonem směrem ke stolu. Ustavení stroje je řešeno klínovými podkládacími prvky.

Součástí kapitoly konstrukčního řešení je i její vyhodnocení. Návrh konstrukčního řešení byl dimenzován pro 4 vozíky na stojan. Posléze bylo zjištěno, že jsou příliš drahé a dále při tvorbě 3D modelu, rozměry vozíku byli enormní v poměru s navrhovaným ložem a stojanem a taktéž oproti mým představám - musím zmínit, že tohle jsem si při návrhu vedení neuvědomil. Přestože varianta o 4 vozících na stojan je vhodně nadimenzovaná, byla z cenových důvodů provedena optimalizace řešení. Výsledkem byla druhá konstrukční varianta o 8 vozících na stojan. Dosavadní výsledky byly impulzem k doplnění této diplomové práce o ekonomické zhodnocení.

Ekonomická stránka práce se zabývá cenovým náhledem jednotlivých uzlů a jejich částí. Jak už bylo zmíněno byly provedeny 2 konstrukční varianty, kde varianta o 8 vozících na

stojan vyšla mnohem levněji i při použití dvojnásobného počtu vozíků. Celková cena za jednu stranu osy (vedení, náhon, odměrování, krytování, ustavení) byla vyčíslena přibližně na 1 964 000,- Kč. Ceny jednotlivých komponent jsou k vidění v tabulce v příslušné kapitole.

Závěrečná kapitola se věnuje výslednému 3D modelu vytvořeném v prostředí Inventor. Tato kapitola zobrazuje, jak kompletní lineární osu, tak i některé její části. Je zde bližší popis konstrukčních prvků, které nebyli v předchozích kapitolách rozebrány. Jmenovitě jde o: spojení jednotlivých loží; vymezení vůle konzoly motoru, respektive pastorku a hřebene; referenční hrany, konzola krytu a prvky vedení.

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] PROKOP, Mojmir. Výrobní stroje. I. Brno: Vysoké učení technické, 1985, 165 s. : il., schémata.
- [4] 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.
- [5] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, s.r.o, 2018, 427 stran : barevné ilustrace, fotografie. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [6] Stroje na míru, © 2016. In: Strojírna Tyc [online]. Mýto [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.strojirna-tyc.cz/stroje-na-miru/>
- [7] TOS Kuřim, © 2021. In: Direct Industry [online]. Marseille [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/tos-kurim/gantry-machining-centre/31059-878411.html>
- [8] Portálová obráběcí centra: TOS FRF, © 1942–2019. In: TOS Kuřim [online]. Kuřim [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabeci-centra/tos-frf>
- [9] Portálová obráběcí centra: TOS FRU, © 1942–2019. In: TOS Kuřim [online]. Kuřim [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabeci-centra/tos-fru>
- [10] PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM S POJÍZDNÝM PORTÁLEM – FSGC, © 2016. In: Strojírna Tyc [online]. Mýto [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.strojirna-tyc.cz/fsgc/>
- [11] CENTRUM SPODNÍ GANTRY S POSUVNOU OSOU “Z” – FSGW, © 2016. In: Strojírna Tyc [online]. Mýto [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.strojirna-tyc.cz/fsgcw/>
- [12] Zimmermann: fz30_fz35 [online], 2011. Neuhausen auf den Fildern [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: https://www.f-zimmermann.com/fileadmin/user_upload/pdf/fz30_fz35_en.pdf
- [13] PAMA: VERTIRAM-GT [online], 2015. Rovereto [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2017/03/PAMA_cat_VERTIRAM-2015-EN_OK.pdf

- [14] Portálové obráběcí centrum s pojízdným stojanem PAMA řada VERTIRAM GT, ©2020. In: MRM Machinery [online]. Brno [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://mrm-machinery.cz/stroje/portalove-obrabeci-centrum-s-pojizdnym-stojanem-pama-vertiram-gt/>
- [15] UNISING: UNIPOINT 7000 [online], 2017. Panningen [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2016/11/Uniport-7000_A4-E.pdf
- [16] Trelleborg Sealing Solutions: Turcite® - B Slydway® [online], 2006. Trelleborg [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://img.jdzj.com/UserDocument/2017y/chfr123/dn/zl4129.pdf>
- [17] Ewellix: Precision rail guides [online], 2020. Göteborg [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16178>
- [18] INA: Hydrostatic Compact Guidance System [online], 2015. Homburg [cit. 2021-02-23]. 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
- [19] Ewellix: Profile rail guides - LLT catalogue [online], 2020. Göteborg [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16182>
- [20] Linear guides: Linear ball bearings and shafts, © 2020. In: Ewellix [online]. Göteborg [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.ewellix.com/en/global/products/linear-guides/linear-ball-bearings-and-shafts>
- [21] Bosch Rexroth: Ball rail systems [online], 2020. Lohr am Main [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/web/xc/myrexroth/media-directory/-/document-library/view-document/30062588>
- [22] Bosch Rexroth: Roller Rail Systems [online], 2020. Lohr am Main [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/web/xc/myrexroth/media-directory/-/document-library/view-document/29793868>
- [23] LINEAR SLIDES, © 2021. In: New Way® Air Bearings [online]. Aston (PA 19014 USA) [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <https://www.newwayairbearings.com/catalog/linear-slides/>
- [24] T4HD-Aero, © 2016. In: IMTS [online]. Laufenburg [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: <http://www.imts.ch/en/t4-hd-aero/>
- [25] Breaking down linear bearing construction, © 2021. In: Linear motion tips [online]. [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/breaking-down-linear-bearing-construction/>
- [26] KREIF, Filip, 2013. Užité vlastnosti kuličkových šroubů. MM Průmyslové spektrum [online]. 17. 12. 2013 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <http://firmy.mmspektrum.com/clanek/uzitne-vlastnosti-kulickovych-sroubu.html>
- [27] Ballscrews, 2018. In: Hiwin [online]. Tchaj-čung [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf>

- [28] Precision rolled ball screws catalogue, 2020. In: Ewellix [online]. Göteborg [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16175>
- [29] Ultra-High Precision Rack & Pinion Drive Systems [online], © 2021. ATLANTA: ATLANTA Drive Systems [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.atlantadrives.com/systems1.htm>
- [30] Servo-gearboxes: SRP Preloaded Split Pinion, 2009. In: REDEX Group [online]. Senonches [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-en-895-srp-split-pinion.html>
- [31] KRP+ rack & pinion drive: KRP+ the 'KIT' concept, 2009. In: REDEX Group [online]. Senonches [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-us-337-krp+.html>
- [32] Power Transmission: Blockbuster Drive Systems Linear and Rotary Drive, 2016. In: Power-trans-drives [online]. Coventry: ANDANTEX [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://power-trans-drives.com/power-transmission/>
- [33] REDEX: OBLED-SACSUM, © 2021. In: Magazine industry usa [online]. 20. 1. 2009 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://power-trans-drives.com/power-transmission/>
- [34] GRAHOVSKI, © 2021. Worm Rack Drive. In: Grabcad [online]. Cambridge, 20. 6. 2015 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/worm-rack-drive-1>
- [35] CNC Heavy Duty Plano Miller [online], 2014. Masanhappo-gu: DSK MACHINER [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: https://cdn.komachine.com/media/product-catalog/dskmachinery_30962_querxu.pdf
- [36] WHAT IS A LINEAR MOTOR – DIRECT DRIVE ADVANTAGES, © 2019. ETEL [online]. Môtiers: ETEL S.A. [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/linear-motors/direct-drive/>
- [37] Linear Encoders For Numerically Controlled Machine Tools [online], 2019. Traunreut: Heidenhain [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2C_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf
- [38] Technology, © 2018. In: Posic [online]. Colombier: POSIC [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.posic.com/EN/inductive-encoder-technology.html>
- [39] Digitální odměřování, 2014. In: Tomaskrejci [online]. 19. 11. 2016 [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <http://tomaskrejci.eu/digitalni-odmerovani/#more-353>
- [40] GÖBEL, L. Konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2017, 93 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Dominik Hermanský
- [41] Incremental Encoder, © 2021. In: Science direct [online]. Amsterdam [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/incremental-encoder>
- [42] Exposed Linear Encoders [online], 2016. Traunreut: Heidenhain [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: https://www.heidenhain.us/pdfs/HH_Exposed_Linear_Encoders.pdf

- [43] MONORAIL and AMS [online], 2019. Angera: Schneeberger [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.schneeberger.com/en/it/downloads/?searchkey=MONORAIL+and+AMS&filetypes=&file-language=29#filesearch>
- [44] Lineární jednotky: 8 výhod ozubeného hřebenu a pastorku, © 2021. Apexdynaczech.cz [online]. Otrokovice: APEX DYNAMICS CZECH, 28.3.2018 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/linearni-jednotky-8-vyhod-ozubeneho-hrebenu-pastorku/>
- [45] BOROVCOVÁ, Martina. Metody vícekritériálního hodnocení variant a jejich využití při výběru produktu finanční instituce [online]. In: . 8. září 2010, s. 8 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/8392238-Metody-vicekriterialniho-hodnoceni-variant-a-jejich-vyuziti-pri-vyberu-produktu-financni-instituce.html>
- [46] Ewellix: Profile rail guides - LLU catalogue [online], 2020. Göteborg [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://medialibrary.ewellix.com/asset/16193>
- [47] Apex Dynamics Czech: Precizní ozubené hřebeny a pastorky [online], 2019. Otrokovice [cit. 2021-04-13]. Dostupné z: https://www.apexdynaczech.cz/wp-content/uploads/2017/01/Katalog-h%C5%99ebeny-a-pastorky-2019_v.20190207-CZ.pdf
- [48] Apex Dynamics Czech: Precizní planetové převodovky [online], 2019. Otrokovice [cit. 2021-04-13]. Dostupné z: https://www.apexdynaczech.cz/wp-content/uploads/2019/10/Katalog_APEX_CZ_201908_online.pdf
- [49] Stoeber configurator, © 2021. Stoeber [online]. PFORZHEIM: STÖBER [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://configurator.stoeber.de/en-US/?shop=SAT>
- [50] Stoeber configurator: Synchronous Servo Motors, © 2021. Stoeber [online]. PFORZHEIM: STÖBER [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://configurator.stoeber.de/en-US/product-configuration?shop=SAT&productSelectionStrip=0c63935f6226f17a6e81722be3c255d3&configurationStrip=555f125b8d2ef26e74f7723f1bfeb56b>
- [51] Konfigurátory, 2019. Apex Dynamics Czech [online]. Otrokovice [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/konfiguratory/>
- [52] Synchronous Servo Motors: EZ [online]. PFORZHEIM: STÖBER [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/files/files/178/stoeber-ez-katalog-en.pdf>
- [53] BW-Fixatoren: Series RK [online], 2016. Leverkusen: Fixatorenbau Bertuch [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: https://www.fixatorenbau.de/wp-content/uploads/Docs/Technische-Daten/RK/Series_RK_10-2016_eng.pdf
- [54] Teleskopické kryty [online], 2018. Litoměřice: Lin-Tech Hennlich [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Abdeckungen/Stahl_Teleskopabdeckungen/Dokumente/CZ_teleskopick%C3%A9_kryty_2018.pdf

13 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam použitých zkratk

| | | |
|------|-----------------------------|----------------------------|
| OC | Obráběcí centrum | |
| KŠM | Kuličkový šroub a matice | |
| KŠ | Kuličkový šroub | |
| CNC | počítačové číslicové řízení | Computer numerical control |
| tzv. | takzvaný, takzvaně | |
| max. | maximální | |
| min. | minimální | |
| ved. | vedení | |

13.2 Seznam použitých symbolů

| | | |
|--------------|---------------------|---|
| v_{fh} | [m/min] | rychlost posuvu při hrubovacím frézování |
| v_{fd} | [m/min] | rychlost posuvu při dokončovacím frézování |
| v_{sh} | [m/min] | rychlost posuvu při hrubovacím soustružení |
| v_{sd} | [m/min] | rychlost posuvu při dokončovacím soustružením |
| v_{vr} | [m/min] | rychlost posuvu při vrtání |
| v_{vy} | [m/min] | rychlost posuvu při vyvrtávání |
| v_b | [m/min] | rychlost posuvu při broušení |
| v_{rp} | [m/min] | rychlost posuvu při rychloposuvu |
| q_{fh} | [%] | pracovní čas hrubovacího frézování |
| q_{fd} | [%] | pracovní čas dokončovacího frézování |
| q_{sh} | [%] | pracovní čas hrubovacího soustružení |
| q_{sd} | [%] | pracovní čas dokončovacího soustružením |
| q_{vr} | [%] | pracovní čas vrtání |
| q_{vy} | [%] | pracovní čas vyvrtávání |
| q_b | [%] | pracovní čas broušení |
| q_{rp} | [%] | pracovní čas rychloposuvu |
| $m_{portál}$ | [kg] | celková přesouvaná hmotnost |
| a | [m/s ²] | zrychlení |
| x_{zdvih} | [m] | pracovní zdvih osy X |
| y_{zdvih} | [m] | pracovní zdvih osy Y |
| z_{zdvih} | [m] | pracovní zdvih osy Z |

| | | |
|----------------|---------------------|---|
| $v_{vřete}$ | [m] | šířka vřetene |
| $p_{příč}$ | [m] | šířka příčnický |
| d | [m] | vzdálenost mezi vozíky v ose Y |
| c | [m] | vzdálenost mezi vozíky v ose X |
| L_z | [m] | vzdálenost hřebenu od vozíku v ose Z |
| F_{z_max} | [N] | maximální zatížení v ose Z od obrábění |
| F_{Az_load} | [kN] | zatížení v bodě A v ose Z |
| F_{Bz_load} | [kN] | zatížení v bodě B v ose Z |
| F_{x_max} | [N] | maximální zatížení v ose X od obrábění |
| F_{Ax_load} | [kN] | zatížení v bodě A v ose X |
| F_{Bx_load} | [kN] | zatížení v bodě B v ose X |
| F_{hmot} | [kN] | gravitační síla |
| g | [m/s ²] | gravitační zrychlení |
| x_{arm} | [m] | rameno zatěžující síly vedení v ose X |
| $y_{arm.b}$ | [m] | rameno zatěžující síly bližšího vedení v ose Y |
| $y_{arm.d}$ | [m] | rameno zatěžující síly vzdálenějšího vedení v ose Y |
| z_{arm} | [m] | rameno zatěžující síly vedení v ose Z |
| F_{load_x} | [kN] | vstupní zatěžující síla od obrábění v ose X |
| F_{load_y} | [kN] | vstupní zatěžující síla od obrábění v ose Y |
| F_{load_z} | [kN] | vstupní zatěžující síla od obrábění v ose Z |
| $F_{z1.sb}$ | [kN] | zatížení prvního vozíku v ose Z - bližší vedení |
| $F_{z2.sb}$ | [kN] | zatížení druhého vozíku v ose Z - bližší vedení |
| $F_{z3.sb}$ | [kN] | zatížení třetího vozíku v ose Z - bližší vedení |
| $F_{z4.sb}$ | [kN] | zatížení čtvrtého vozíku v ose Z - bližší vedení |
| $F_{z1.sd}$ | [kN] | zatížení prvního vozíku v ose Z - vzdálenější vedení |
| $F_{z2.sd}$ | [kN] | zatížení druhého vozíku v ose Z - vzdálenější vedení |
| $F_{z3.sd}$ | [kN] | zatížení třetího vozíku v ose Z - vzdálenější vedení |
| $F_{z4.sd}$ | [kN] | zatížení čtvrtého vozíku v ose Z - vzdálenější vedení |
| $F_{y1.sb}$ | [kN] | zatížení prvního vozíku v ose Y - bližší vedení |
| $F_{y2.sb}$ | [kN] | zatížení druhého vozíku v ose Y - bližší vedení |
| $F_{y3.sb}$ | [kN] | zatížení třetího vozíku v ose Y - bližší vedení |
| $F_{y4.sb}$ | [kN] | zatížení čtvrtého vozíku v ose Y - bližší vedení |
| $F_{y1.sd}$ | [kN] | zatížení prvního vozíku v ose Y - vzdálenější vedení |
| $F_{y2.sd}$ | [kN] | zatížení druhého vozíku v ose Y - vzdálenější vedení |
| $F_{y3.sd}$ | [kN] | zatížení třetího vozíku v ose Y - vzdálenější vedení |

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| $F_{y4.sd}$ | [kN] | zatížení čtvrtého vozíku v ose Y - vzdálenější vedení |
| $F_{1comb.b}$ | [kN] | kombinované zatížení prvního vozíku - bližší vedení |
| $F_{2comb.b}$ | [kN] | kombinované zatížení druhého vozíku - bližší vedení |
| $F_{3comb.b}$ | [kN] | kombinované zatížení třetího vozíku - bližší vedení |
| $F_{4comb.b}$ | [kN] | kombinované zatížení čtvrtého vozíku - bližší vedení |
| $F_{1comb.d}$ | [kN] | kombinované zatížení prvního vozíku - vzdálenější vedení |
| $F_{2comb.d}$ | [kN] | kombinované zatížení druhého vozíku - vzdálenější vedení |
| $F_{3comb.d}$ | [kN] | kombinované zatížení třetího vozíku - vzdálenější vedení |
| $F_{4comb.d}$ | [kN] | kombinované zatížení čtvrtého vozíku - vzdálenější vedení |
| $F_{res.max}$ | [kN] | maximální výsledné zatížení jednoho vozíku |
| f_d | [-] | koeficient podmínek zatížení |
| f_i | [-] | koeficient počtu vozíků na kolejnici |
| f_s | [-] | koeficient délky zdvihu |
| s_o | [-] | koeficient bezpečnosti |
| T_2 | [-] | třída předpětí |
| $L_{10h.min}$ | [h] | požadovaná trvanlivost |
| C_o | [kN] | základní statická únosnost |
| C | [kN] | základní dynamická únosnost |
| v_{max} | [m/s] | maximální rychlost vozíku |
| a_{max} | [m/s ²] | maximální zrychlení vozíku |
| F_{pr} | [kN] | předpětí vozíků |
| F_{res} | [kN] | výsledné zatížení vozíku |
| P | [kN] | ekvivalentní dynamické zatížení |
| v_m | [m/min] | střední velikost posuvu |
| L_{10s} | [km] | trvanlivost |
| L_{10h} | [h] | trvanlivost |
| n_m | [min ⁻¹] | požadované otáčky motoru |
| F_t | [N] | třecí síla od vedení |
| $F_{t.DS}$ | [N] | třecí síla od těsnění DS |
| f_1 | [-] | koeficient tření válečkového vedení |
| $F_{t.DS}$ | [N] | třecí síla od těsnění |
| $F_{stat.n}$ | [kN] | statická síla mezi pastorkem a hřebenem (nekorigovaná) |
| $F_{dyn.n}$ | [kN] | statická síla mezi pastorkem a hřebenem (nekorigovaná) |
| F_{stat} | [kN] | výsledná statická síla mezi pastorkem a hřebenem |
| F_{dyn} | [kN] | výsledná dynamická síla mezi pastorkem a hřebenem |
| m_n | [-] | modul pastorku |

| | | |
|-----------------|-----------------------|---|
| z | [-] | počet zubů pastorku |
| d_w | [mm] | průměr roztečné kružnice pastorku |
| r_p | [mm] | poloměr roztečné kružnice pastorku |
| F_{2T} | [kN] | maximální posuvová síla pastorku |
| M_{2B} | [N·m] | maximální kroutící moment pastorku |
| α | [°] | úhel záběru |
| β | [°] | úhel sklonu |
| J_1 | [kg·cm ²] | moment setrvačnosti pastorku |
| n_{pmax} | [min ⁻¹] | maximální otáčky na pastorku |
| i_{pr} | [-] | převodový poměr |
| M_p | [N·m] | kroutící moment na pastorku |
| F_{ax} | [kN] | axiální síla působící na převodovku |
| $i_{pr.v}$ | [-] | převodový poměr převodovky |
| M_{2N} | [N·m] | jmenovitý výstupní moment převodovky |
| $F_{ax.max}$ | [kN] | maximální axiální zatížení převodovky |
| η_p | [-] | účinnost převodovky |
| J_p | [kg·cm ²] | moment setrvačnosti převodovky |
| η_c | [-] | celková účinnost |
| η_v | [-] | účinnost valivého vedení |
| η_1 | [-] | účinnost vloženého převodu |
| M_{ms} | [N·m] | moment motoru z hlediska statického |
| ε_p | [rad/s ²] | úhlové zrychlení pastorku |
| ε_m | [rad/s ²] | úhlové zrychlení motoru |
| J_m | [kg·cm ²] | posuvové hmoty redukované do osy motoru |
| J_{rhm} | [kg·cm ²] | celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru |
| M_{zdrhm} | [N·m] | celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru |
| M_{md} | [N·m] | moment motoru z hlediska dynamického |
| P_m | [kW] | výkon motoru |
| n_{mv} | [min ⁻¹] | jmenovité otáčky motoru |
| P_{mv} | [kW] | jmenovitý výkon motoru |
| M_v | [N·m] | jmenovitý kroutící moment motoru |
| J_{mot} | [kg·cm ²] | moment setrvačnosti motoru |
| m_{mv} | [kg] | hmotnost motoru |
| F_{kotva} | [kN] | zatížení jednoho podkládacího prvku od váhy stroje |
| n_{kotva} | [kN] | min. počet podkládacích prvků, nad kterými zrovna leží portál |

13.3 Seznam obrázků

| | | |
|----------|--|----|
| Obr. 1) | Portálové obráběcí centrum FSGT - 400/39 TWIN od firmy Strojírna TYC. Jedná se o největší obráběcí centrum v Evropě vyrobené pro Škoda Vagonka. [6]..... | 19 |
| Obr. 2) | Portálové OC řady FRF od firmy TOS Kuřim [8]..... | 20 |
| Obr. 3) | Portálové OC řady FRU od firmy TOS Kuřim. [9]..... | 21 |
| Obr. 4) | Portálové OC řady FSGC od firmy Strojírna TYC. [10]..... | 22 |
| Obr. 5) | Portálové OC řady FSGW od firmy Strojírna TYC. [11]..... | 23 |
| Obr. 6) | Portálové OC řady FZ30/FZ35 od firmy Zimmermann. [12]..... | 24 |
| Obr. 7) | Portálové OC řady VERTIRAM-GT od firmy PAMA. [14][13]..... | 25 |
| Obr. 8) | Portálové OC řady Uniport 7000 od firmy Unisign. [15]..... | 26 |
| Obr. 9) | Druhy lineárních vedení používaných ve stavbě a konstrukci CNC..... | 27 |
| Obr. 10) | Rozdělení kluzného vedení..... | 28 |
| Obr. 11) | Příklady kombinací hydrodynamických vedení. [16]..... | 29 |
| Obr. 12) | Srovnání součinitele tření. [2]..... | 30 |
| Obr. 13) | Hydrodynamické vedení od firmy Ewellix (bývalý SKF Motion); vlevo prizmatické, vpravo kruhové. [17]..... | 30 |
| Obr. 14) | Závislost součinitele tření na rychlosti. [1]..... | 31 |
| Obr. 15) | Rozdělení hydrostatického vedení..... | 31 |
| Obr. 16) | Hydrostatické vedení od firmy INA. [18]..... | 31 |
| Obr. 17) | Schéma otevřeného hydrostatického vedení. [1]..... | 32 |
| Obr. 18) | Schéma uzavřeného hydrostatického vedení. [1]..... | 32 |
| Obr. 19) | Způsoby zásobování kapes olejem a jeho regulace. [1]..... | 33 |
| Obr. 20) | Schéma servostatického vedení. [2]..... | 33 |
| Obr. 21) | Rozdělení valivého vedení..... | 34 |
| Obr. 22) | Nepředeprnutý a předeprnutý element (kulička) vedení. [19]..... | 34 |
| Obr. 23) | Varianty valivého vedení s omezenou délkou zdvihu. [17]..... | 35 |
| Obr. 24) | ACS - Anticreeping systém. [17]..... | 35 |
| Obr. 25) | Valivé profilové vedení - rozpad sestavy. [19]..... | 36 |
| Obr. 26) | Valivé vedení válcové; vlevo válcová pouzdra, vpravo příkladné použití. [20]..... | 36 |
| Obr. 27) | Příklady druhů kontaktů valivého elementu. [21], [22]..... | 37 |
| Obr. 28) | Kombinované kluzně-valivé uzavřené vedení. [1]..... | 37 |
| Obr. 29) | Aerostatické vedení. [1]..... | 38 |
| Obr. 30) | Aerostatické vedení od firmy New Way. [23]..... | 38 |
| Obr. 31) | Měřicí centrum T4HD Aero od firmy IMTS. [24]..... | 38 |
| Obr. 32) | Graf závislosti třecí síly na rychlosti - porovnání tření jednotlivých typů vedení. [43]..... | 39 |
| Obr. 33) | Způsoby napojení na KŠM. [1]..... | 40 |

| | |
|--|----|
| Obr. 34) Kruhový a gotický profil závitů kuličkového šroubu. [25] | 40 |
| Obr. 35) Způsoby převádění kuliček. [27] | 41 |
| Obr. 36) Ukázka uložení matice od firmy Ewellix. [28]..... | 42 |
| Obr. 37) Dělený pastorek - mechanické předepnutí od firmy Redex. [30]..... | 44 |
| Obr. 38) Dvojice pastorků (monoblok) - mechanické předepnutí od firmy Redex (pastorek uprostřed slouží k mazání). [32] | 44 |
| Obr. 39) Dvojice pastorků - mechanické předepnutí od firmy Redex. [31] | 45 |
| Obr. 40) Metoda Master-Slave (monoblok) - elektrické předepnutí od firmy Redex. [32].... | 46 |
| Obr. 41) Metoda Master-Slave - elektrické předepnutí od firmy Redex. [33]..... | 46 |
| Obr. 42) Šnek a šnekový hřeben, vymezení vůle pomocí 2 šneků; WMW Heckert. [34]..... | 47 |
| Obr. 43) Hydrostatický šnek (vlevo) a šnekový hřeben (vpravo). [35] | 47 |
| Obr. 44) Lineární osa s využitím pohonu/posuvu lineárního motoru. [36] | 48 |
| Obr. 45) Rozdělení lineárního odměřování polohy. [1]..... | 50 |
| Obr. 46) Způsob snímání polohy - přímé (vpravo) a nepřímé (vlevo). [1]..... | 50 |
| Obr. 47) Inkrementální (nahore) a absolutní (dole) pravítka snímače. [37] | 50 |
| Obr. 48) Přehled odměřovacích signálů: A) Indukční [38], B) Magnetický [39], C) Laserový [40], D) Fotoelektrický [41] a E) Interferenční [42]..... | 51 |
| Obr. 49) Návrh A | 52 |
| Obr. 50) Návrh B | 53 |
| Obr. 51) Návrh C | 53 |
| Obr. 52) Návrh D | 54 |
| Obr. 53) Návrh E..... | 54 |
| Obr. 54) Návrh F..... | 55 |
| Obr. 55) Návrh G | 55 |
| Obr. 56) Návrh H | 56 |
| Obr. 57) „Koláčový“ graf znázorňující váhu kritérií | 57 |
| Obr. 58) Grafické porovnání variant..... | 58 |
| Obr. 59) Portálové OC řady FRF od firmy TOS Kuřim [8] | 59 |
| Obr. 60) Zatížení soustavy o 2 kolejnicích a 4 vozíků [19]..... | 60 |
| Obr. 61) Zatížení v ose Z | 61 |
| Obr. 62) Zatížení v ose X..... | 62 |
| Obr. 63) Profilový válečkový vozík FNS R1861 od firmy Rexroth. [22] | 67 |
| Obr. 64) Pastorek se šikmým ozubením B05L14B140 od Apex Dynamics. [47] | 70 |
| Obr. 65) Dvoustupňová planetová převodovka AH255-025 od Apex Dynamics. [48]..... | 71 |
| Obr. 66) Synchronní servomotor typu EZ705B od firmy Stöber (celé označení: EZ705BDGQC7P140). [50] | 73 |
| Obr. 67) Momentová charakteristika motoru EZ705BDGQC7P140. [50]..... | 74 |

| | | |
|----------|--|----|
| Obr. 68) | Snímač polohy LC 281 od firmy Heidenhain. [37] | 75 |
| Obr. 69) | Celkový náhled na lože | 76 |
| Obr. 70) | Přední detail lože | 76 |
| Obr. 71) | a) klínový podkládací prvek typu RK III - GA.f1, b) kotevní šroub typu wes, c) podložka typu p. [53] | 78 |
| Obr. 72) | Celkový pohled na osu X | 80 |
| Obr. 73) | Detail základny stojanu (žlutá) a náhonu osy | 80 |
| Obr. 74) | Detail uspořádání osy - vedení, odměrování a náhon | 81 |
| Obr. 75) | Vymezení vůle referenčními prvky a hranami vedení (vlevo, č. barva) a vymezení vůle spojení loží v příčném směru (vpravo, č. barva) | 81 |
| Obr. 76) | Detail - uspořádání vozíků | 81 |

13.4 Seznam tabulek

| | | |
|---------|--|----|
| Tab 1) | Parametry osy X stroje řady FRF [7], [8] | 20 |
| Tab 2) | Parametry osy X stroje řady FRU. [9] | 21 |
| Tab 3) | Parametry osy X stroje řady FSGC | 22 |
| Tab 4) | Parametry osy X stroje řady FSGW | 23 |
| Tab 5) | Parametry osy X stroje řady FZ30 a FZ35. [12] | 24 |
| Tab 6) | Parametry osy X stroje řady VERTIRAM-GT. [13] | 25 |
| Tab 7) | Parametry osy X stroje řady Uniport 7000. [15] | 26 |
| Tab 8) | Přehled materiálu pro vodící plochy. [1] | 30 |
| Tab 9) | Hodnocení vlastností typů vedení [2] | 39 |
| Tab 10) | Přehled způsobů předepnutí. [1] | 41 |
| Tab 11) | Způsoby uložení KŠ. [1] | 42 |
| Tab 12) | Způsob náhonu pomocí pastorku a hřebene. [1] | 43 |
| Tab 13) | Porovnávací tabulka výhod a nevýhod. [1] | 49 |
| Tab 14) | Porovnávací tabulka (“+“ nejlepší; “0“ neutrální; “-“ nejhorší) [44] | 49 |
| Tab 15) | Kritéria pro hodnocení variant | 56 |
| Tab 16) | Saatym doporučená bodová stupnice s deskriptory. [45] | 57 |
| Tab 17) | Preference dvojic kritérií v Saatyho metodě | 57 |
| Tab 18) | Kritériální hodnocení variant | 58 |
| Tab 19) | Výsledky Saatyho metody | 58 |
| Tab 20) | Vstupní parametry - zátěžové spektrum | 59 |
| Tab 21) | Další vstupní parametry | 59 |
| Tab 22) | Zvolené parametry | 60 |
| Tab 23) | Zvolené koeficienty a parametry dle [46] | 67 |

| | | |
|---------|--|----|
| Tab 24) | Parametry zvoleného vozíku FNS R1861 dle [22], str. 98..... | 67 |
| Tab 25) | Parametry zvoleného pastorku B05L14B140 dle [47], str. 49, tab. 3. | 70 |
| Tab 26) | Parametry zvolené planetové převodovky AH255-025 dle [48], str. 141 a 142 | 71 |
| Tab 27) | Parametry zvoleného motoru typu EZ705B od firmy Stöber dle [50]. | 74 |
| Tab 28) | Parametry snímače LC 281 od firmy Heidenhain dle [37], str. 33[50]..... | 75 |
| Tab 29) | Parametry zvoleného teleskopického krytu od firmy Lin-Tech Hennlich. [54]..... | 77 |
| Tab 30) | Parametry zvoleného podkládacího prvku typu RK III-GA.f1 od BWF dle [53], str.3. | 78 |
| Tab 31) | Ekonomické zhodnocení osy X (jedna strana) | 79 |

14 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

| | | |
|------------------|--------------------------|------------------------|
| Výkres sestavení | LINEÁRNÍ OSA X | 1-0-14052021 |
| Seznam položek | LINEÁRNÍ OSA X | 2-4-14052021 (3 listy) |
| Výkres součásti | REFERENČNÍ PRVEK VNĚJŠÍ | 3-4-17052021 |
| Výkres součásti | REFERENČNÍ PRVEK VNITŘNÍ | 3-4-18052021 |
| Výkres součásti | REFERENČNÍ PRVEK LOŽE | 3-4-20052021 |
| Výkres součásti | DRŽÁK SNÍMAČE_1 | 3-4-21052021 |
| Výkres součásti | DRŽÁK SNÍMAČE_2 | 3-4-22052021 |

3D model

| | |
|-----------------|----------------|
| Celková sestava | LINEÁRNÍ OSA X |
|-----------------|----------------|

Výpočty

MCA Saatyho metoda
 Pastorek, hřeben, převodovka a motor
 Vedení 65 (verze1)
 Vedení 125 (verze2)

Cenové nabídky

| | |
|---------------|--------------------------------|
| Rexroth | VEDENÍ 125 (VERZE1) |
| Rexroth | VEDENÍ 65 (VERZE2) |
| Apex dynamics | PASTOREK, HŘEBEN A PŘEVODOVKA |
| Stöber | SERVOMOTOR |
| Heidenhain | SNÍMAČ LC 281 |
| Bwf | PODKLÁDACÍ PRVEK RKIII |
| Bwf | KOTEVNÍ ŠROUB WES A PODLOŽKA P |
| Lin-tech | TELESKOPICKÝ KRYT |