



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

## NÁVRH MANIPULACE S NÁSTROJI

DESIGN OF MANIPULATION WITH TOOLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. LIBOR FRÉMUND

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JAN PAVLÍK

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/11

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Libor Frémund

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

### **Návrh manipulace s nástroji**

v anglickém jazyce:

### **Design of manipulation with tools**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Požadované parametry navrhovaného řešení :

max. váha nástroje 35 kg, max. délka 550 mm, cyklus výměny nástroj nástroj 10sec,  
manipulátor musí splňovat požadavek pro výměnu nástrojů ISO 50 a ISO 60,

Cíle diplomové práce:

Důkladná analýza problematiky

Návrh variant řešení

Konstrukční návrh vybrané varianty - 3D model,

Výpočtová dokumentace včetně dimenzování hlavních částí Výkresová dokumentace  
vybraných uzlů (hlavní řez manipulátorem, detailní výkres ramen a kleštiny, atd.)

Seznam odborné literatury:

[www.atcgifu.com](http://www.atcgifu.com)

[www.pragati-automation.com](http://www.pragati-automation.com)

[www.aeny.com.tw](http://www.aeny.com.tw)

[www.deta.com.tw](http://www.deta.com.tw)

[www.miksch.de](http://www.miksch.de)

webové stránky výrobců obráběcích strojů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pavlík

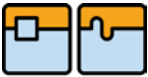
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 26.11.2010



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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

|                                                                                  |                                            |  |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |  |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |  |

#### **Abstrakt:**

Cílem této diplomové práce je návrh manipulátoru nástrojů k blíže nespecifikovanému obráběcímu stroji. Návrh se skládá z výběrů optimálních konstrukčních uzlů a jejich funkčních výpočtů. Součástí práce je i konstrukční model ve 3D zobrazení vytvořený v programu Autodesk Inventor 2010. Všechny výpočty a postupy jsou v souladu s platnými normami.

#### **Klíčová slova:**

manipulátor, automatická výměna nástrojů, nástroj

#### **Abstract:**

The aim of this work is to design tools to the manipulator, unspecified metal-working machine. The proposal consists of a selection of the optimal design nodes and their functional calculations. The work also includes structural model in 3D view created in Autodesk Inventor 2010. All calculations and procedures are in accordance with current standards.

#### **Key words**

manipulator, automatic tool change, tool

|                                                                                  |                                            |  |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |  |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |  |

### **Bibliografická citace:**

FRÉMUND, L. *Návrh manipulace s nástroji*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík.

### **Prohlášení autora**

Já, Libor Frémund prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pouze s použitím literatury a zdrojů v práci uvedených.

V Brně dne .....

.....

Bc. Libor Frémund

|                                                                                  |                                            |  |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |  |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |  |

### PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Radimu Sobolovi z TOS KUŘIM – OS a.s. za věcné připomínky ke konstrukčnímu návrhu manipulátoru. Dále pak Ing. Janu Pavlíkovi za cenné rady ke konstrukčnímu návrhu a ostatní připomínky k formální stránce diplomové práce. A v neposlední řadě přítelkyni, rodičům a blízkým za duševní podporu při vypracování práce.

|                                                                                  |                                            |  |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |  |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |  |

## OBSAH

|                                                       |    |
|-------------------------------------------------------|----|
| Úvod.....                                             | 10 |
| 1 Úvod do řešené problematiky .....                   | 11 |
| 1.1 Specifické požadavky kladené na AVN.....          | 11 |
| 1.1.1 Systém AVN s nosným zásobníkem.....             | 12 |
| 1.1.2 Systém AVN se skladovacím zásobníkem .....      | 13 |
| 1.2 Upřesnění zadání.....                             | 16 |
| 1.3 Problematika „rohové“ AVN .....                   | 16 |
| 2 Konstrukční řešení .....                            | 18 |
| 2.1 Manipulátor nástrojů.....                         | 18 |
| 2.2 Řešení mechanismu otáčení.....                    | 18 |
| 2.2.1 Svírací čelisti .....                           | 18 |
| 2.2.2 Řešení mechanismu pohonu čelistí.....           | 20 |
| 2.2.3 Pohon otáčení osy A .....                       | 21 |
| 2.2.4 Kontrolní výpočet servopohonu FHA 40C 160H..... | 24 |
| 2.2.5 Kontrola křížového ložiska servomotoru.....     | 27 |
| 2.2.6 Návrh hydraulického rozvodu čelisti .....       | 30 |
| 2.3 Návrh řešení mechanismu vysouvání v ose X .....   | 31 |
| 2.3.1 Výběr lineárního vedení.....                    | 31 |
| 2.3.2 Kontrolní výpočet lineárního vedení .....       | 34 |
| 2.3.3 Mechanismus pohonu pojezdu v ose X .....        | 36 |
| 2.3.4 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu .....      | 38 |
| 2.3.5 Kontrolní výpočet servomotoru osy X.....        | 39 |
| 2.4 Návrh řešení přesunu v ose Y.....                 | 40 |
| 2.4.1 Řešení pohonu přesunu v ose Y .....             | 41 |
| 2.4.2 Kontrolní výpočet pohonu SIEMENS osy Y .....    | 42 |
| 2.4.3 Kontrolní výpočet kladek .....                  | 44 |
| 3 Časová analýza .....                                | 46 |
| 3.1 Definování cyklu výměny nástroje.....             | 46 |
| 4 Koncepce návrhu přívodu energií .....               | 48 |
| 4.1 Přiváděná média .....                             | 48 |

|                                                                                                                                                                     |                                            |  |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--|
|     | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky |  |
|   | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |  |

|                                          |    |
|------------------------------------------|----|
| 4.2 Koncept návrhu přívodu energií ..... | 48 |
| 5 Konstrukční model .....                | 49 |
| Závěr .....                              | 50 |
| Použité zdroje .....                     | 52 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů .....  | 54 |
| Seznam obrázků .....                     | 58 |
| Seznam příloh .....                      | 60 |

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 10 |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

## Úvod

Tato diplomová práce se zabývá tématem automatické výměny nástroje obráběcích strojů společnosti TOS KURIM – OS a.s. V tomto případě se nejedná o řešení pro konkrétní stroj, ale řešení univerzálního výměníku, který lze využít pro více variant a druhů strojů. Tento zásobník, který je možno použít, má základní úkol dopravovat nástroje ze svislého zásobníku k hlavě vřetena.

Hlavní snahou tohoto manipulátoru je snížit nevýrobní vedlejší časy na minimum, zvýšit produktivitu a mít plně automatický výrobní proces.

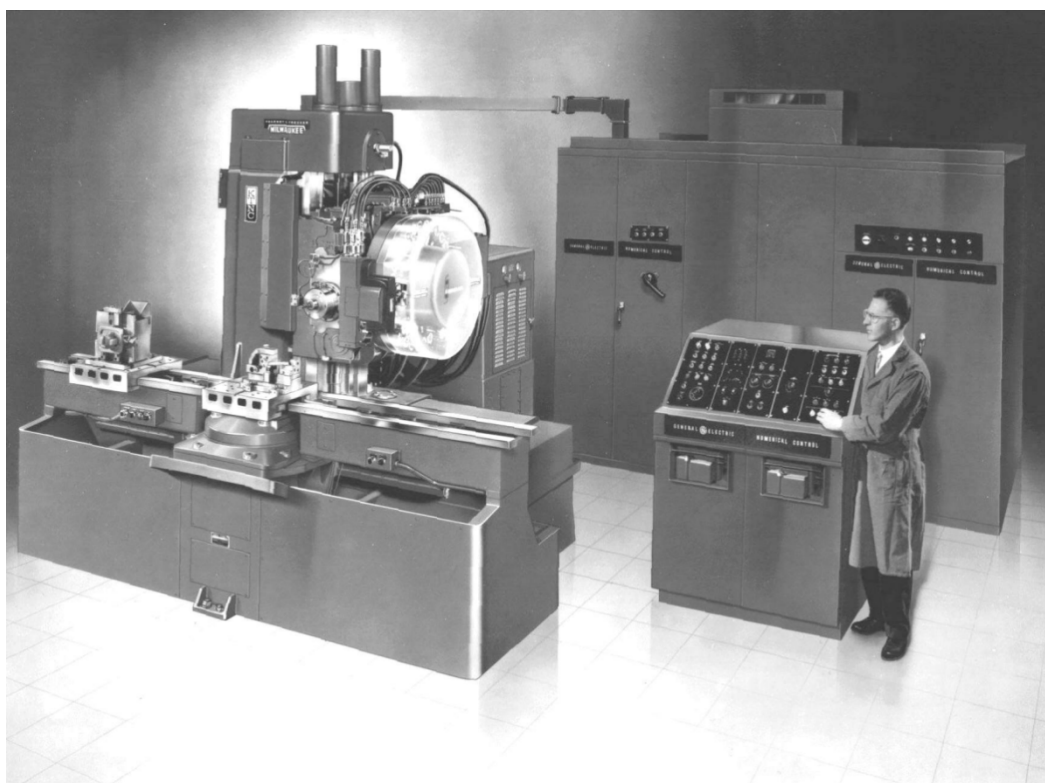
Stanovené požadavky:

- max. váha nástroje 35 kg
- max. délka 550 mm
- cyklus výměny nástroj-nástroj 10 s
- manipulátor musí splňovat požadavek pro výměnu nástrojů ISO50, ISO60



## 1 Úvod do řešené problematiky

Systém automatické výměny nástrojů (AVN) a zároveň systém automatické výměny obrobků (AVO) přinesly do oblasti obráběcích strojů možnost automatického řízení obrábění, kde již není zapotřebí lidského zásahu, a tím snižování vedlejších pracovních časů. Historie AVN sahá do roku 1959, kdy společnost Kearney & Trecker Corporation začala komerčně prodávat stroj MILWAUKEE-MATIC II (Obr. 1), který obsahoval zásobník nástrojů a výměník nástrojů, který zajišťoval vložení nástroje do rotačního vřetena. Všechny pohyby byly na tomto stroji obsluhovány číslicovým řízením.<sup>[1]</sup>



Obr. 1 - MILWAUKEE-MATIC II

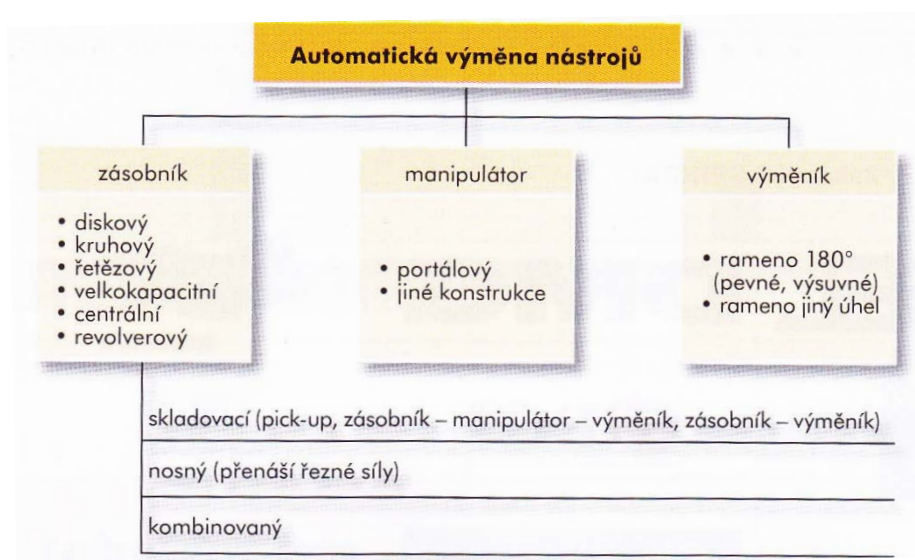
Od té doby se technologie zdokonalovala až do současnosti, kdy je proces AVN obsluhován počítačovým číslicovým řízením, větší kapacita zásobníků, minimalizace časů na výměnu nástrojů a v neposlední řadě i vyřazení lidského zásahu do pracovního cyklu.

### 1.1 Specifické požadavky kladené na AVN

Na konstrukční provedení jednotlivých uzlů a prvků pro AVN (Obr. 2) jsou kladeny specifické požadavky, zejména pak:<sup>[2]</sup>

- minimální čas cyklu výměny nástroje, který spadá do vedlejších časů
- vysoká funkční spolehlivost s ohledem na četnost výměny a vysokou cenu stroje
- optimální kapacita zásobníku pro danou oblast využití

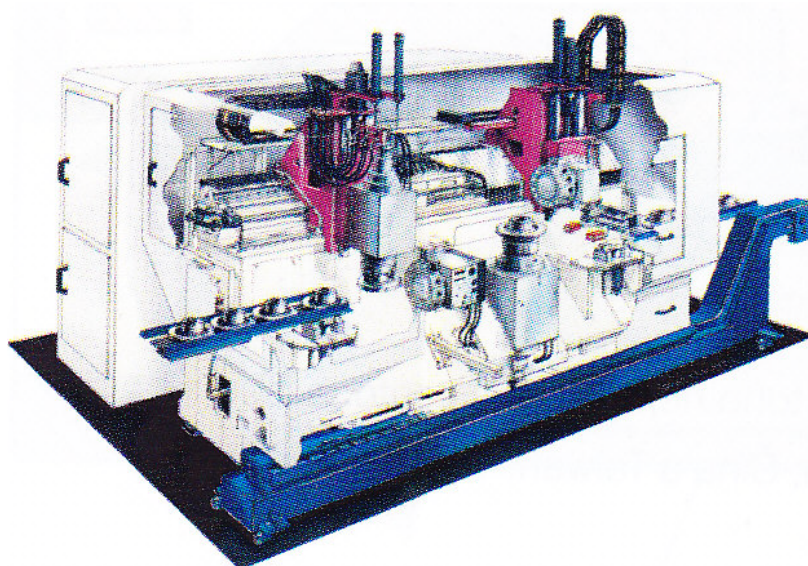
- prostorově úsporné řešení
- eliminace nepříznivého vlivu na pracovní prostor stroje
- odolnost proti vlivu znečištění (třísky, prach)
- zvýšená přesnost ustavení polohy nástroje v místě výměny (platí zejména pro moderní nástrojové soustavy).<sup>[2]</sup>



Obr. 2 - Morfologie AVN a její typy<sup>[2]</sup>

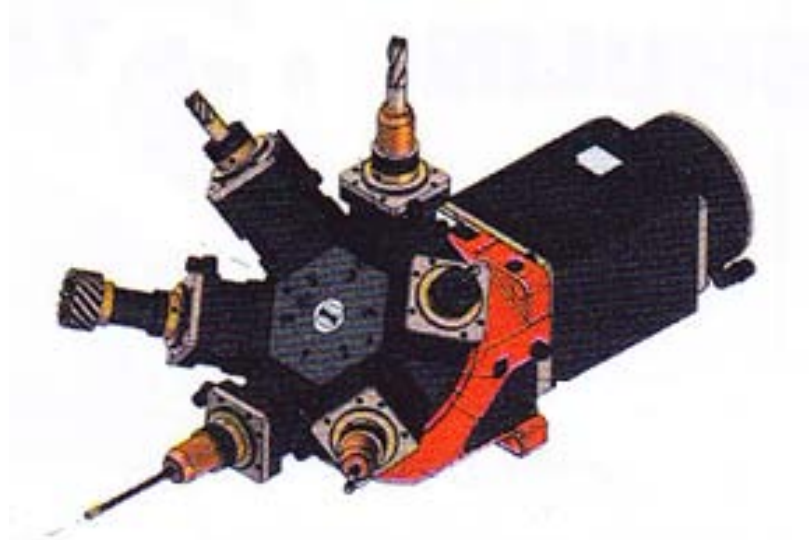
### 1.1.1 Systém AVN s nosným zásobníkem

Nosné zásobníky jsou konstruovány, tak aby přenášely řeznou sílu od nástroje do rámu. Ve většině případů je konstrukce řešena revolverovou hlavou (Obr. 3). Jejich použití je typické u soustruhů a mohou být situovány jak se svislou tak i s vodorovnou osou otáčení.<sup>[2]</sup>



Obr. 3 - Nosný zásobník - revolverová hlava

Pro výrobu velkého množství součástí se u produkčních strojů využívá koncepce revolverové hlavy pro rotační nástroje (Obr. 4). Výměna nástrojů u těchto i jiných revolverových hlav je prováděna tak, že v hlavě jsou pevně uloženy nástroje a hlava se potom natočí tak, aby v řezu byl potřebný nástroj pro danou pracovní operaci. Jelikož hlava přenáší řeznou sílu, jsou zde kladeny vysoké nároky na tuhost celé soustavy AVN. Tyto zásobníky pojmu menší počet nástrojů, ale jsou méně prostorově náročné.

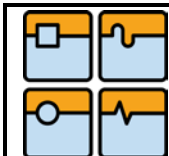


Obr. 4 - Revolverová hlava pro rotační nástroje<sup>[2]</sup>

### 1.1.2 Systém AVN se skladovacím zásobníkem

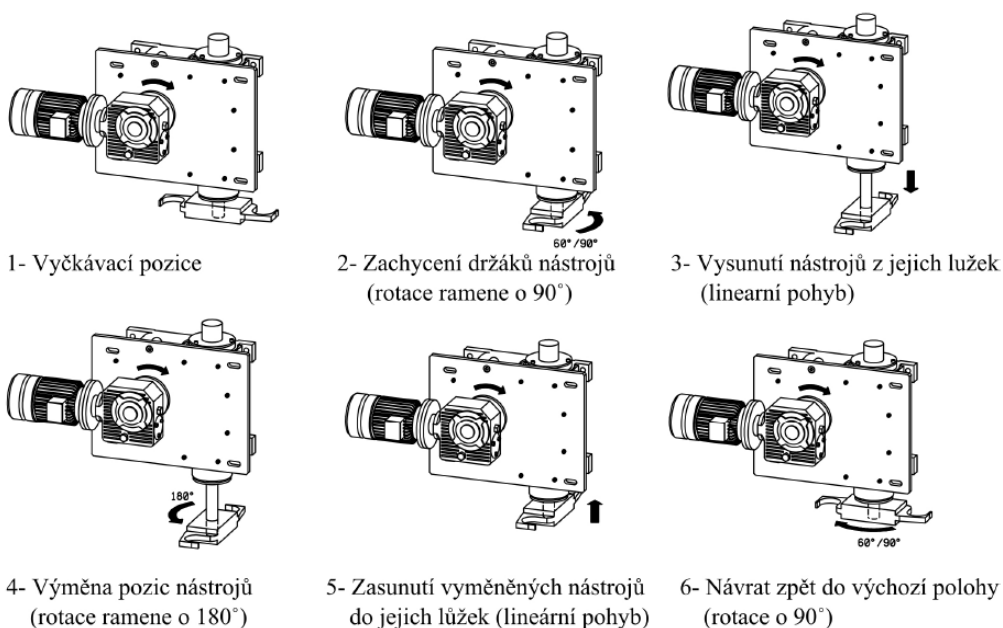
Oproti předchozímu typu tyto zásobníky nepřenášejí řeznou sílu, ale slouží pouze ke skladování nástroje. Výhodou je větší kapacita umístěných nástrojů, nevýhodou jsou větší prostorová náročnost a delší časy potřebné pro výměnu nástrojů. Rozeznáváme základní typy skladovacích zásobníků.<sup>[2]</sup>

- a) přímá neboli pick-up: tento způsob je nejjednodušší. Neobsahuje žádný manipulátor a samotná výměna nástrojů probíhá tak, že vřeteno nejdříve umístí použitý nástroj do zásobníku, ten se poté přenastaví (pootočí se tak, aby nový nástroj byl u hlavy vřetena) a vřeteno si z něj poté odebere potřebný nástroj (Obr. 5).<sup>[3]</sup>

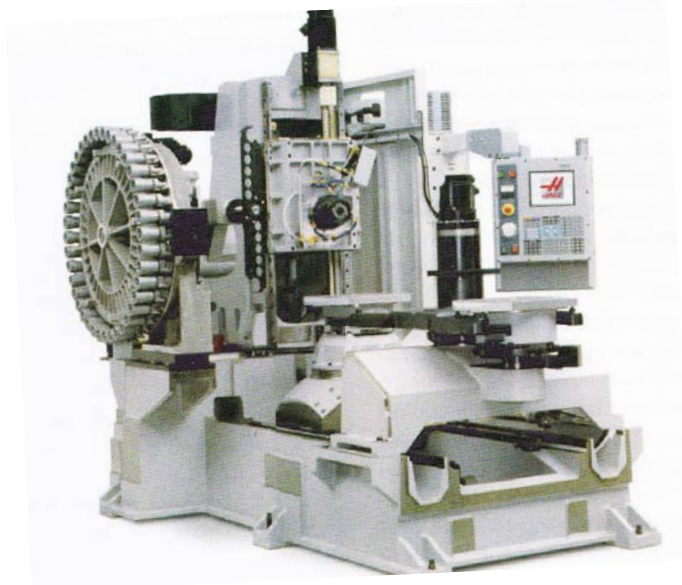


Obr. 5 - Pick - up výměna z kruhového zásobníku [DMG]

- b) systém zásobník-výměník-vřeten: tento způsob je využíván nejčastěji. Jedná se zde o systém, kdy jsou nástroje uloženy v zásobníku (diskový, kruhový, řetězový atd.). Poté je tu výměník, který zajišťuje výměnu nástroje mezi zásobníkem a vřetenem. Většinou se jedná o dvoupákové rameno s úhlem natočení  $90^\circ$  nebo  $180^\circ$ . V tomto případě mohou být u zásobníku použita i výklopná lůžka. Na Obr. 6 je uveden princip činnosti výměníku s dvouramennou pákou s úhlem pootočení  $180^\circ$ .<sup>[4]</sup>



Obr. 6 - Princip činnosti výměníku s dvouramennou pákou



Obr. 7 - Dvoupákový výměník s kruhovým zásobníkem a sklopným lůžkem [Haas]<sup>[2]</sup>

- c) systém zásobník–manipulátor–výměník–vřeteno: mezi systémy AVN s výměnou jednotlivých nástrojů je tento způsob zřejmě nejsložitější. Princip systému je založen na tom, že během pracovního procesu jednoho nástroje se v zásobníku vyhledá druhý nástroj (potřebný pro další operaci). Tento nástroj je posléze dopravním manipulátorem dopraven na místo, kde si jej již přebere výměník a proces pokračuje dále, jako to bylo v předcházejícím případě.<sup>[5]</sup>
- d) výměna více vřetenových hlav: v tomto systému dochází k výměně celých vícevřetenových hlav s nástroji upevněnými na nosném zásobníku. Tyto systémy byly vyvinuty pro využití v sériové a velkosériové výrobě, kde stroje vybavené tímto mechanismem velmi výhodně nahrazují tvrdé automatické linky.



Obr. 8 - Vícehlavá vřetenová revolverová hlava [Gruppo Riello Sistemi]<sup>[6]</sup>

## 1.2 Upřesnění zadání

Tato práce se zabývá návrhem výměníku nástrojů pro společnost TOS KUŘIM – OS a.s., proto si společnost upřesnila jeho přibližnou podobu. Zadavatel na svých strojích používá univerzální výměník, a to dvoupákové rameno s otočením o 180°. Mechanismus otáčení je umístěn na tělese přidržujícím lineární vedení, které je poháněno kuličkovým šroubem zajišťujícím horizontální výsun nástroje z řetězového zásobníku. Vše je zavěšeno na kladkách pojíždějících po vertikální liště, která je snadno prostorově tvarovatelná. Tento systém využívají s ohledem na velikost strojů, jelikož zásobník je oproti vřetenu většinou umístěn „přes roh“ stroje. Vertikální lišta se tedy lehce vytvaruje podél stroje a na ní se poté pohybuje výměník (Obr. 9).<sup>[7]</sup>



Obr. 9 - Výměník nástrojů obráběcího centra s posuvným stojanem 07 FU 150B

Zadavatel také požaduje, aby byl výměník schopný manipulovat se stopkami nástrojů ISO50, ISO60 dle normy DIN 69871. Důvod je, že dosud využívali tuto technologii pouze od externího dodavatele a přejí si využívat svou vlastní.

## 1.3 Problematika „rohové“ AVN

Tento způsob AVN se v dnešní době využívá převážně u větších a občas i u středních velikostí obráběcích strojů, které vyrábějí například již zmiňovaný TOS KUŘIM – OS a.s., DOOSAN Infracore, PAMA Boring & Milling machina, FPT INDUSTRIE s.p.a. a další. Jsou to převážně sloupová obráběcí centra, kdy se vřeteno pohybuje pouze vertikálně po ose Z a jeho osa je horizontální, rovnoběžná



s rovinou XY. Je tedy nutné nějakým způsobem k němu dopravit a vyměnit nástroj. Nelze zde použít pick-up výměnu, neboť by zásobník vadil v prostoru pro obrábění. Proto se musí využít výměníku jako mezistupně výměny. V případě, že by byl zásobník nástrojů umístěn v rovině XY a manipulátor nepohyblivý (zastával by pouze pootočení o  $180^\circ$ ), byl by tento stroj příliš prostorově rozměrný. Tudíž se přišlo na nový způsob pohyblivého výměníku, tak aby bylo možno umístit zásobník za stroj do roviny XZ. Ten se tedy pohybuje po určité dráze, většinou tvarované (zahnuté) vertikálně umístěné liště. Na této dráze je umístěn mechanismus, který zastává funkci odebrání nástroje ze zásobníku, přesunutí se po dráze k vřetenu, odebrání starého a zasunutí nového nástroje do vřetena. V tuto chvíli již může vřeteno vykonávat obráběcí proces, zatímco výměník se opět po dráze přesune k zásobníku, zasune starý nástroj do zásobníku a přesune do vyčkávací polohy, kde čeká na další příkazy. Zkrátí se tedy i vedlejší časy v obráběcím procesu a také se může výrazně zmenšit i prostorové uspořádání stroje, neboť zásobník lze umístit za stroj či z boku stroje.



Obr. 11 - Obráběcí centrum PAMA Boring & Milling machina; SPEEDRAM 4000

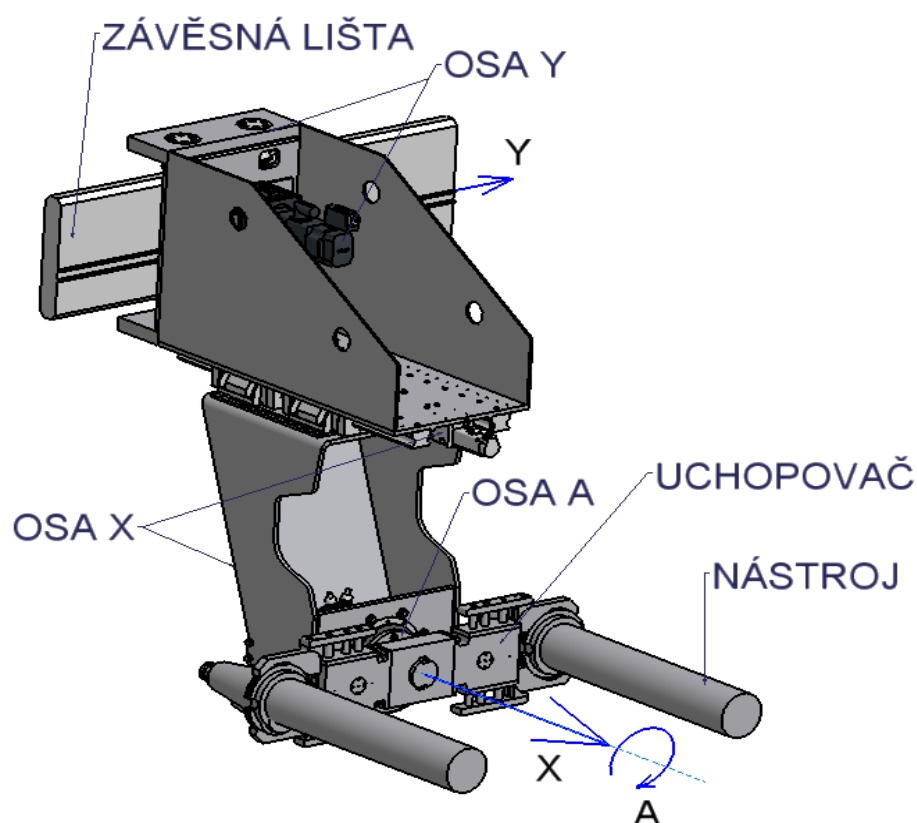


Obr. 10 - Obráběcí centrum DOOSAN Infracore; DBC130

## 2 Konstrukční řešení

### 2.1 Manipulátor nástrojů

Na Obr. 12 je zobrazen kompletní manipulátor nástrojů. Z důvodu sjednocení pojmů a orientace jsou vyobrazeny i jednotlivé konstrukční celky a jednotlivé translační a rotační osy manipulátoru. V následujících kapitolách jsou jednotlivě popsány konstrukční celky, ze kterých se manipulátor skládá.



Obr. 12 - Manipulátor nástrojů

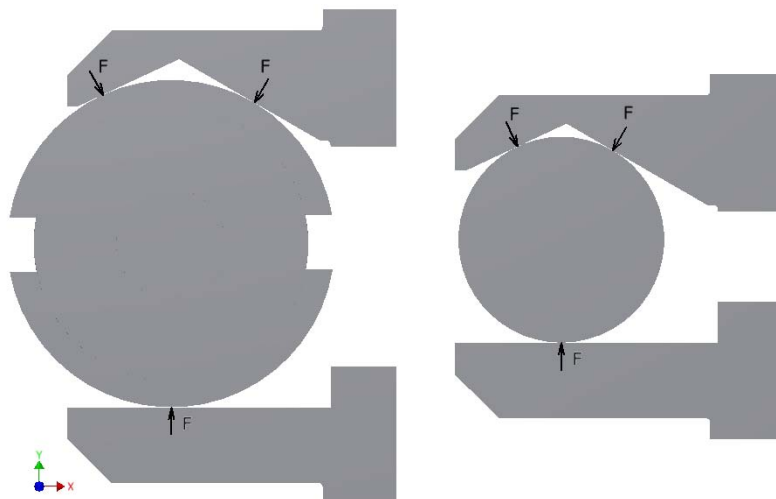
### 2.2 Řešení mechanismu otáčení

#### 2.2.1 Svírací čelisti

Výměník musí být schopen manipulovat se stopkami ISO50, ISO60 dle normy DIN 69871. V zásobníku jsou tedy uloženy dva druhy stopek s jiným rozměrem úchopových ploch. Úchopné čelisti musí být schopny sevřít dva rozměry, aniž by musely rozeznat, o jaký typ se jedná. Proto bylo rozhodováno mezi dvěma variantami, které tento problém řeší. A to čelistmi tvaru:

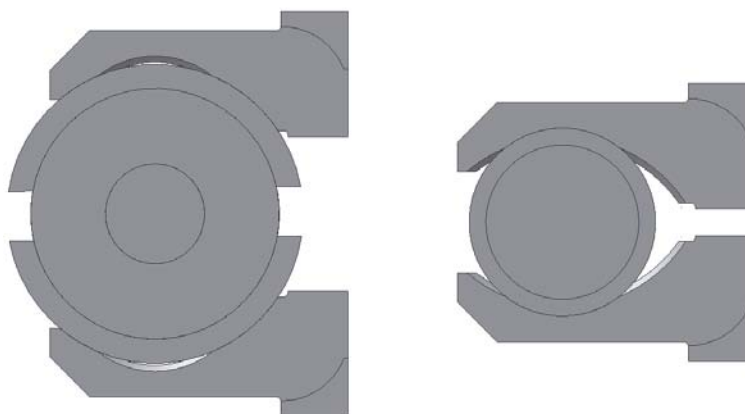
- trojúhelníkového
- kopírujícími tvar kužele

Na Obr. 13 je zobrazeno řešení tvaru čelistí trojúhelníkového tvaru. Tento tvar splňuje základní úkol, a to schopnost uchopit oba typy stopek nástrojů. Na levé straně ISO60, na pravé straně ISO50. Jak vidíme, tento tvar je velmi jednoduchý, ale jeho nespornou nevýhodou je, že uchopí stopku pouze ve 3 bodech (na Obr. 13 vyobrazeno silami  $F$ ). Z tohoto důvodu zde hrozí pootočení nástroje v čelistech kolem osy během procesu otočení a dále nastává možnost bodového opotřebení stopky nástroje.



Obr. 13 - Trojúhelníkový tvar čelistí

Na Obr. 14 je zobrazen tvar čelistí kopírující tvar stopek. Tento tvar spočívá v tom, že v čelisti jsou vyfrézovány drážky o stejném poloměru, jaký má daná stopka, přičemž osy těchto poloměrů leží ve vertikální rovině na jedné ose. Oproti minulému typu je v tomto případě svěrná plocha mnohem větší, a tedy i větší svornost. Proto zde už nehrozí pootočení nástroje v čelistech během procesu otáčení. Nevýhodou je složitější výroba, kdy záleží na přesném vyfrézování drážek pro stopky.



Obr. 14 - Čelisti kopírující tvar stopek

Vzhledem k váze nástrojů, které čelisti svírají, je pro tento případ zvolen typ řešení čelistí z Obr. 14 – čelisti kopírující tvar stopek. A to pro jejich výhodu větších svorných ploch a tedy větší svornosti.

### 2.2.2 Řešení mechanismu pohonu čelistí

V této kapitole je řešen pohon čelistí:

- pneumaticky
- hydraulicky

Na Obr. 15, 16<sup>[8]</sup> jsou zobrazeny úchopové hlavice od společnosti SMC Pneumatics, které jsou pneumaticky poháněny pomocí jednočinného či dvojčinného válce s paralelním pohybem čelistí. Na tento typ hlavic lze připevnit zvolený typ čelistí. Pneumatický pohon je velmi jednoduché konstrukce, není zapotřebí mnoho součástí a odpadá výměna oleje.

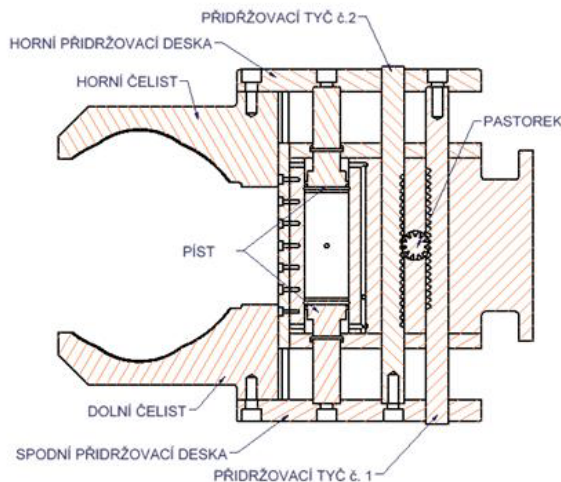


Obr. 16 - Úchopová hlavice řada MHL2  
[SMC Pneumatik]



Obr. 15 - Úchopová hlavice řada MHZ2 [SMC  
Pneumatik]

Oproti tomu je pneumatický pohon méně tuhý nežli hydraulický. Druhým parametrem je pak potřebný zdvih čelistí, neboť v případě uchopování dvou typů kuželů vzniká velký rozptyl vzdáleností – vnější rozměr kužele ISO60=155 mm a ISO50=97,5 mm. Bohužel úchopné hlavice od společnosti SMC Pneumatik dle katalogových listů nedisponují potřebným rozptylem. Vzhledem k tomu je použita vlastní konstrukce hlavice na hydraulický pohon pro jeho lepší tuhost. Tato konstrukce je vyobrazena na Obr. 17. Na obrázku je vidět využití dvou pístů uložených proti sobě v jedné ose. Tyto písty jsou přichyceny na přidržovací desku, na ní je dále pevně upevněna jedna z přidržovacích tyčí, pro druhou tyč je zde pouze otvor, ve kterém se druhá tyč pohybuje. Tato druhá tyč je pevně přichycena ke druhé přidržovací desce. Mezi tyčemi je uložen pastorek, který udržuje osy tyčí ve vertikální poloze. Tím udržují přidržovací desky stále v horizontální poloze, a proto nevznikají klopné momenty, které by způsobily naklápění čelistí.



Obr. 17 - Řez úchopnou hlavici

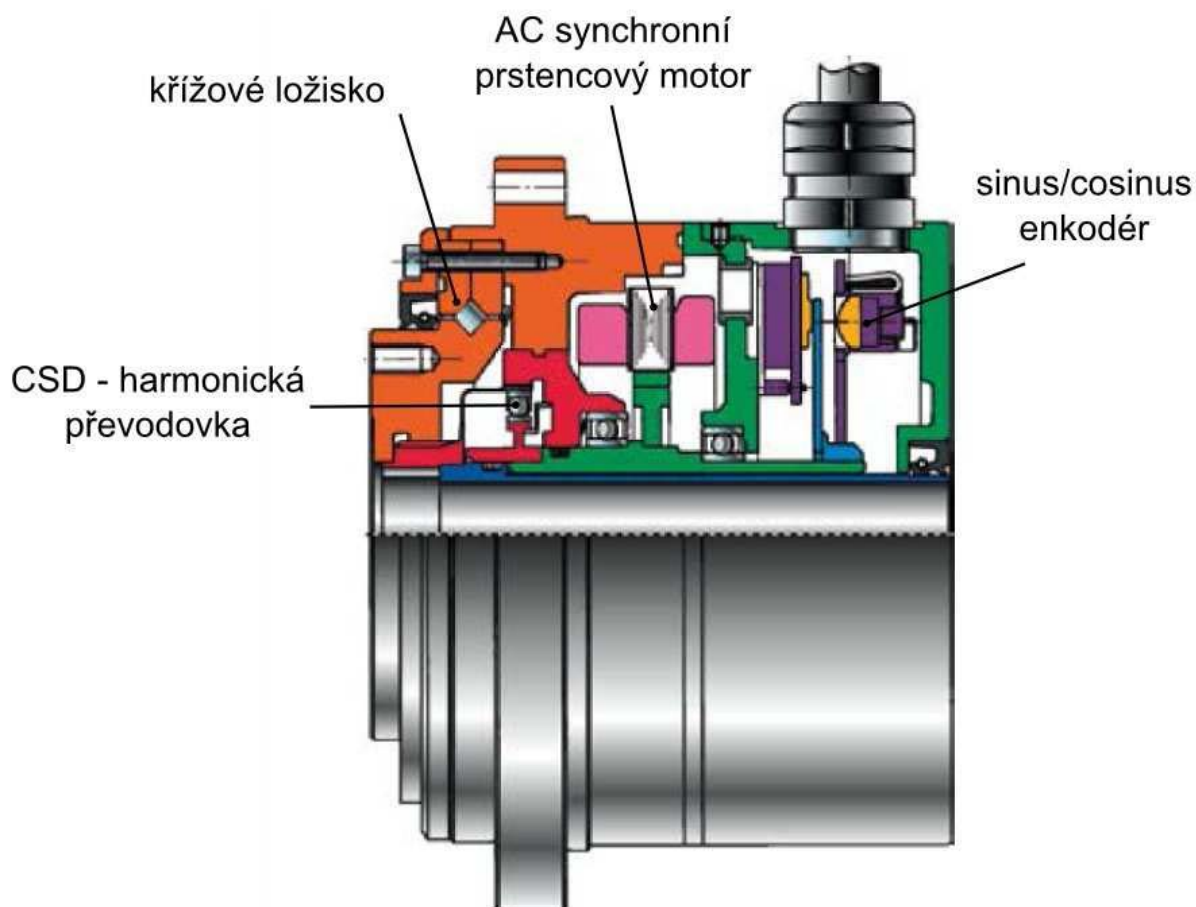
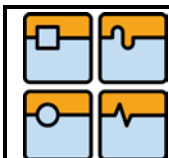
### 2.2.3 Pohon otáčení osy A

Pro řešení pohonu otáčení osy A, který zajišťuje samotné pootočení o  $180^\circ$ , byly posuzovány tyto varianty použití pohonů:

- servomotor od společnosti Siemens v kombinaci se šnekovou převodovkou
- servopohon od společnosti Harmonic drive řady FHA-C
- momentový motor (torquemotor)

Torquemotor, neboli momentový motor, jsou permanentně buzené střídavé synchronní stroje, které byly navrženy jako náhrada za hydraulické a standardní elektrické pohony zahrnující elektrický motor a převodovku. Mezi jejich základní vlastnosti patří vysoká dynamika, vysoká přesnost a odstranění vůle v hnacím ústrojí. Není zapotřebí použití převodovky, což je příznivé pro jejich velikost a tedy jejich zástavbové možnosti. Ovšem tento pohon vyžaduje vodní chlazení a výkonnou bezpečnostní brzdou. Od této varianty bylo upuštěno pro převažující nevýhody.

Další varianta je použití servopohonu od společnosti Harmonic drive řady FHA-C. Tyto pohony se skládají z prstencového AC motoru, harmonické převodovky a optického snímače, který zastává funkci snímání polohy. Pohon je dále opatřen na výstupu speciálním tuhým křížovým ložiskem pro zachycení vnějších sil a klopných momentů bez dodatečného podpůrného uložení. Motor je vhodně řešen s centrální dutou hřídelí a lze jej opatřit i bezpečnostní brzdou.<sup>[9]</sup> Na Obr. 18 je zobrazen řez tímto pohonem.<sup>[4]</sup>

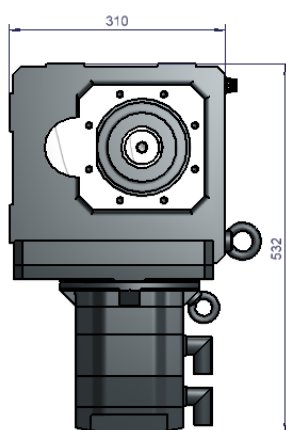


Obr. 18 - Řez pohonem Harmonic drive FHA-C

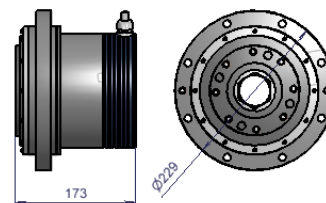
Poslední variantou je využití servomotoru od společnosti Siemens spolu se šnekovou převodovkou. Toto je ve většině případů nejčastější varianta, neboť společnost Siemens disponuje rozsáhlým katalogem a kombinací svých výrobků.

Na Obr. 19 je rozměrové porovnání dvou typů servopohonů, které mají téměř shodné výstupní parametry – max. krouticí moment přibližně 500 Nm a max. vstupní otáčky  $25 \text{ min}^{-1}$ . Hmotnost servomotoru Siemens s označením 1FK7080-5AF71-1AV5-Z spolu se šnekovou převodovkou je přibližně 75 kg a parametry jsou – max. krouticí moment 495 Nm, max. výstupní otáčky  $39 \text{ min}^{-1}$ . Oproti tomu pohon Harmonic drive s označením FHA 40C 160H C1024 B 1 váží pouze 14,2 kg s parametry – max. krouticí moment 823 Nm, max. výstupní otáčky  $22 \text{ min}^{-1}$ .

SERVOMOTOR SIEMENS  
1FK7080-5AF71-1AV5-Z



HARMONIC DRIVE  
FHA 40C 160H C1024 B 1



Obr. 19 - Srovnání rozměrů pohonů Siemens a Harmonic drive

Při výběru optimální varianty rozhoduje o použitém pohonu přesnost polohování a dále i rozměrové srovnání, jelikož manipulátor by měl být i kompaktní a pokud možno co nejlehčí. Z Obr. 19 je patrné, že pohon Harmonic drive je mnohem kompaktnější. Bude tedy snadnější jej zakomponovat do manipulátoru. Dále kuželové soukolí použité u pohonu SIEMENS vykazuje přesnost polohování v jednotkách desetin milimetrů, oproti tomu pohon Harmonic drive vykazuje nulový mrtvý chod a přesnost polohování v řádech setin milimetrů. Pro pohon osy B byl tedy zvolen servomotor Harmonic drive FHA 40C 160H C1024 B 1. Ten disponuje integrovaným křížovým ložiskem sloužící jako uložení průchozí hřídele. Dále obsahuje i optický snímač pro odměřování polohy a lze využít i dodávanou potřebnou kabeláž.

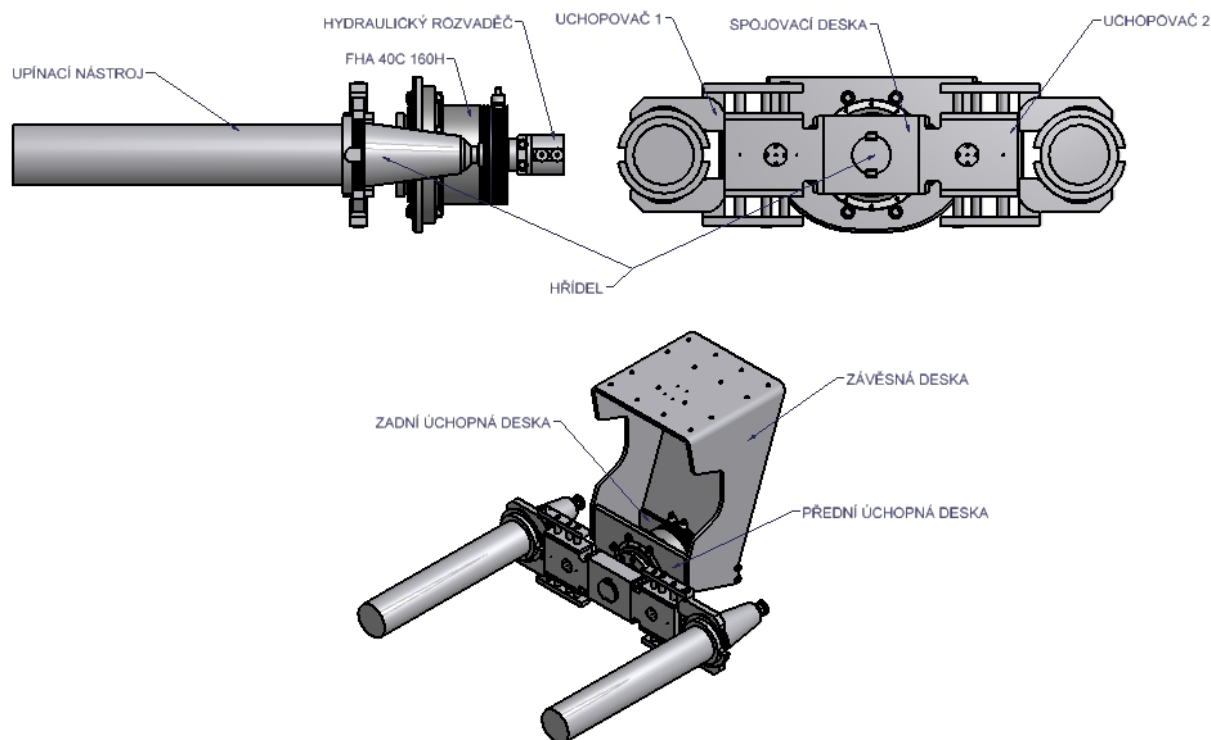
#### Technické parametry pohonu:<sup>[10]</sup>

- max. výstupní moment  $M_{Amax}=823 \text{ N}\cdot\text{m}$
- max. výstupní otáčky  $N_{Amax}=22 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr  $i_{Amot}=160 [-]$
- trvalý statický moment  $M_{ASmax}=348 \text{ N}\cdot\text{m}$
- moment setrvačnosti na výstupu motoru  $J_{Amot}=22,6\cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- moment brzdy na výstupu motoru  $M_{Ab}=346 \text{ N}\cdot\text{m}$
- hmotnost  $m_{Amot}=14,2 \text{ kg}$



Obr. 20 - Servopohon  
Harmonic drive řady FHA-C

Níže uvedený Obr. 21 ukazuje návrh osy X a osy A. Zobrazuje umístění pohonu Harmonic drive, uchopovacích čelistí, hřídele a hydraulického rozvaděče.

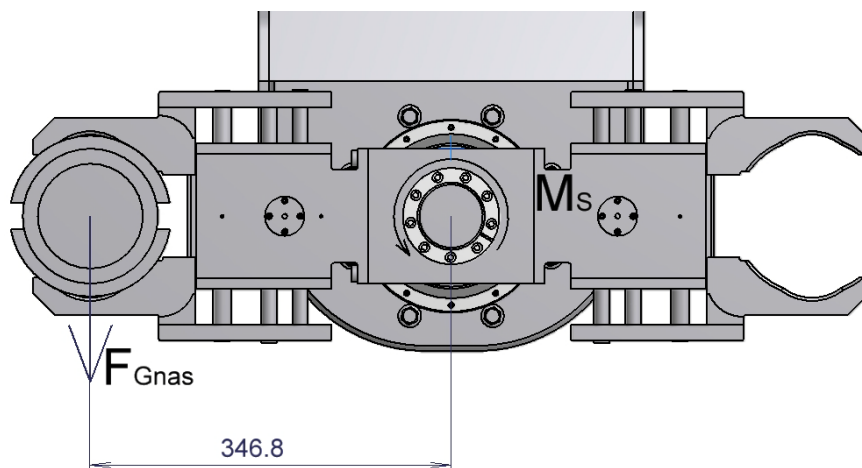


Obr. 21 - Konstrukční řešení osy A

## 2.2.4 Kontrolní výpočet servopohonu FHA 40C 160H

### Statické zatížení od hmotnosti nástroje

Nejdříve je zapotřebí kontrola pohonu na statický zatěžovací moment. Je zde uveden příklad s upnutím jednoho nástroje, aby vznikl moment  $M_s$ . Hmotnost upnutého nástroje je tedy 35 kg a vzdálenost zatěžující síly od osy hřídele  $l=346,8$  mm, rozbor zatížení je zobrazen na Obr. 22.



Obr. 22 - Rozbor zatížení

$$F_{Gnas} = m_{Anas} \cdot g = 35 \cdot 9,81 = 343,2 \text{ N}, \quad (1)$$

kde:

$F_{Gnas}$  - tíhová síla od hmotnosti prvků [N]

$m_{Anas}$  - hmotnost nástroje = 35 kg

$g$  – tíhové zrychlení, gravitační konstanta =  $9,81 \text{ m/s}^2$

$$M_{AS} = F_{Gnas} \cdot l_x = 343,2 \cdot 0,3468 = 119 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (2)$$

kde:

$M_{AS}$  - statický moment [N·m]

$l_x$  – vzdálenost osy nástroje od osy hřídele = 0,3468 m

$$M_{AS} = 119 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{ASmax} = 348 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (3)$$

$$M_{AS} = 119 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{Ab} = 346 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (4)$$

kde:

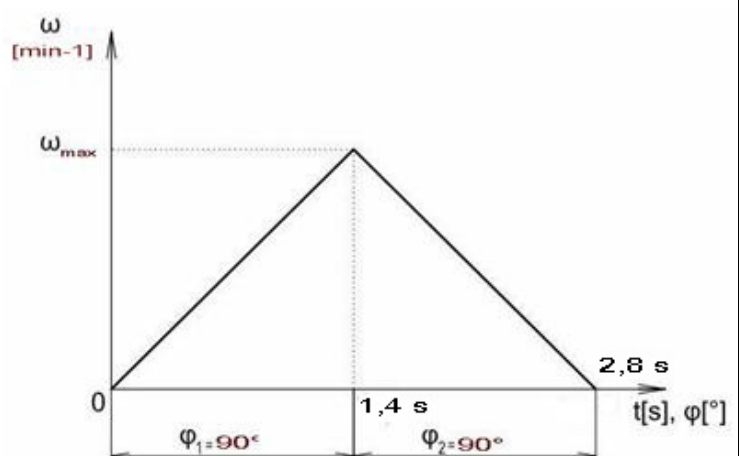
$M_{ASmax}$  – trvalý statický moment [N·m]

$M_{Ab}$  – moment brzdy na výstupu [N·m]

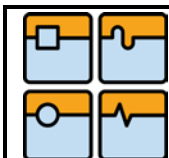
Z výsledku je patrné, že motor ze statického hlediska vyhovuje danému zatížení a je tedy schopen udržet nástroj ve vodorovné poloze.

#### Dynamické zatížení od nástroje

Dynamické zatížení je vztaženo na výstup převodovky. Do výpočtu jsou zahrnuty veškeré prvky, a to oba uchopovače, oba nástroje, spojovací deska, hřídel a všechny potřebné spojovací součásti. Průběh rychlosti při otáčení o  $180^\circ$  je zobrazen na Obr. 23. Z dále uvedeného výpočtu vyplynulo, že dosažené max. otáčky při otáčení jsou téměř dosaženy při  $90^\circ$ , proto byla tedy stanovena právě tato charakteristika. Během otáčení je úhlová dráha pro jednotlivé úseky shodná, pak jsou tedy shodná i daná zrychlení a brzdění pro jednotlivé úseky.



Obr. 23 - Průběh rychlosti při otáčení



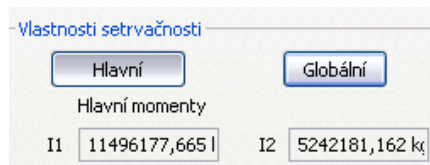
$$J_{RP} = J_{Amot} + J_S = 22,6 \cdot 10^{-4} + 11,5 = 11,502 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad (5)$$

kde:

$J_{RP}$  – moment setrvačnosti všech rotujících prvků osy A redukovaný na výstup [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$J_{Amot}$  – moment setrvačnosti na výstupu motoru [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$J_S$  – moment setrvačnosti všech rotujících součástí, vygenerováno z programu Autodesk Inventor, rovnající se  $11,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , uvedeno na Obr. 24 v levém dialogovém okně o hodnotě  $11496177,7 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ .



Obr. 24 - Hodnota momentu setrvačnosti

$$\varepsilon_P = \frac{2 \cdot \varphi_{1,2} \cdot \frac{\pi}{180}}{t_{1,2}} = \frac{2 \cdot 90 \cdot \frac{\pi}{180}}{1,4^2} = 1,6 \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}, \quad (6)$$

kde:

$\varepsilon_P$  – úhlové zrychlení (zpomalení) pohonu [ $\text{rad} \cdot \text{s}^2$ ]

$\varphi_{1,2}$  – úhlová dráha [rad]

$t_{1,2}$  – čas potřebný k překonání úhlové dráhy  $\varphi_{1,2}$  [s]

Následně tedy platí pro potřebný krouticí moment pro zrychlení (zpomalení) celé rotující soustavy:

$$M_d = J_{RP} \cdot \varepsilon_P = 11,502 \cdot 1,6 = 18,4 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (7)$$

kde:

$M_d$  – celkový dynamický moment [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]

Poté platí pro celkový maximální moment potřebný pro otočení osy A o  $180^\circ$ :

$$M_D = M_{AS} + M_d = 119 + 18,4 = 137,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

$$M_D = 137,5 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{Amax} = 823 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (9)$$

kde:

$M_D$  – celkový maximální moment [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]

$M_{AS}$  – trvalý statický moment [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]

$M_{Amax}$  – maximální výstupní moment motoru [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]

A nadále maximální dosažené otáčky:

$$\omega_{Amax} = \varepsilon_P \cdot t_{1,2} = 1,6 \cdot 1,4 = 2,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 21,5 \frac{1}{\text{min}} \quad (10)$$

$$\omega_{Amax} = 21,5 \text{ 1/min} < N_{Amax} = 22 \text{ 1/min} \Rightarrow \text{vyhovuje}, \quad (11)$$

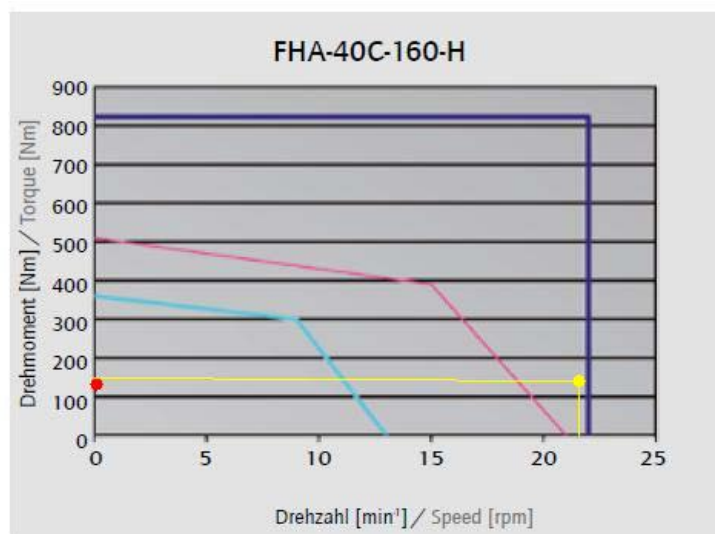
kde:



$\omega_{Amax}$  – maximální dosažené otáčky [1/min]

$N_{Amax}$  – maximální výstupní otáčka motoru [1/min]

Na níže uvedeném Obr. 25 je zobrazena charakteristika motoru s vyznačenými pracovními body. Žlutý bod značí maximální zatížení při rozběhu (brzdění) a červený bod vyjadřuje maximální zatížení při nulových otáčkách. Tato charakteristika udává oblast použití motoru. Dle vyznačených bodů je vidět, že zatížení se pohybuje v oblasti použití motoru. Motor lze tedy použít, ovšem není plně využít jeho potenciál krouticího momentu.



Obr. 25 - Momentová charakteristika pohonu FHA 40C 160H

### 2.2.5 Kontrola křížového ložiska servomotoru

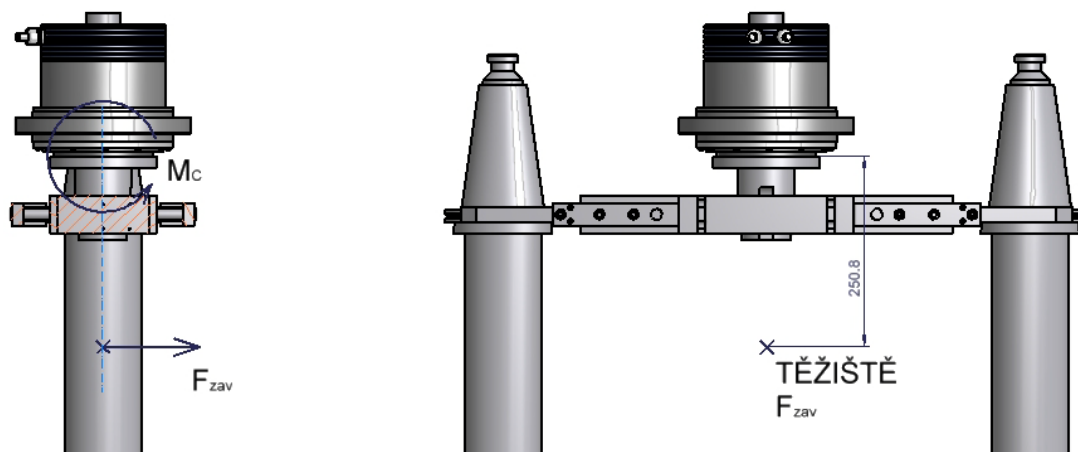
Parametry ložiska:<sup>[10]</sup>

- |                                            |                     |
|--------------------------------------------|---------------------|
| - průměr roztečné kružnice                 | $d_p=148,8$ mm      |
| - vzdálenost ložiska od příruby            | $R=27$ mm           |
| - dynamická únosnost                       | $C_{KL}=44900$ N    |
| - statická únosnost                        | $C_{OKL}= 88900$ N  |
| - max. dovolené statické radiální zatížení | $F_{rsmax}=14700$ N |
| - max. dovolené statické axiální zatížení  | $F_{asmax}=39200$ N |
| - max. dovolený dynamický klopný moment    | $M_{dmax}=690$ N·m  |

Pozn.: V katalogovém listu je uvedeno, že maximální dovolený dynamický moment  $M_{dmax}$  nevychází z rovnice životnosti ložiska, ale je určený na základě maximální deformace prvků harmonické převodovky a tato hodnota nesmí být překročena ani v případě, že životnost ložiska umožňuje vyšší hodnoty.

### Rozměrová situace:

Na následujícím Obr. 26 je zobrazena rozměrová situace namáhání křížového ložiska motoru. Z programu Autodesk Inventor byla vygenerována zatěžující hmotnost ložiska a vzdálenost těžiště působící síly od zatěžující hmotnosti.



Obr. 26 - Rozměrová situace zatížení křížového ložiska

Tedy:

- hmotnost zavěšených prvků  $m_{zav}=114,9 \text{ kg}$
- vzdálenost těžiště  $l_{zav}=250,8 \text{ mm}$

Dále:

zatěžující síla vyvolaná

$$F_{zav} = m_{zav} \cdot g = 114,9 \cdot 9,81 = 1127 \text{ N} \quad (12)$$

tato síla se tedy rovná i celkovému radiálnímu zatížení  $F_{rzav}$  [N]

$$\text{musí platit } F_{rzav} = 1127 \text{ N} < F_{rmax} = 14700 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje,} \quad (13)$$

kde:

$F_{rmax}$  – maximální dovolené statické radiální zatížení [N]

Pro klopný moment tedy platí:

$$M_C = F_{zav} \cdot (l_{zav} + R) = 1127 \cdot (0,2508 + 0,027) = 312,9 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (14)$$

$$M_C = 312,9 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{dmax} = 690 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje,} \quad (15)$$

kde:

$M_C$  – klopný moment vyvolaný od zatěžujících hmotností prvků[N·m]

R – vzdálenost ložiska od příruby [m]

$M_{dmax}$  – max. dovolený dynamický klopný moment [N·m]

### Kontrola životnosti ložiska:

V tomto případě je zatěžovací cyklus velmi obtížně zjistitelný, proto je tento výpočet prováděn s maximálním zatížením, jsou tedy upnuty oba nástroje o max. délce dle zadání. Skutečná životnost bude tedy vyšší.

$$x_{Fr} = \frac{M_C}{F_{rzav}} = \frac{312,9}{1127} = 0,278 \text{ m}, \quad (16)$$

kde:

$x_{Fr}$  – vzdálenost působíště síly  $F_{rzav}$  od osy ložiska [m]

$$P_C = F_{rzav} + \frac{2 \cdot F_{rzav} \cdot x_{Fr}}{d_p} = 1127 + \frac{2 \cdot 1127 \cdot 0,278}{0,1488} = 5333 \text{ N}, \quad (17)$$

kde:

$P_C$  – ekvivalentní dynamické zatížení bez uvažování axiální síly [N]

$d_p$  – průměr roztečné kružnice ložiska [m]

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách bude:

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_{Amax}} \cdot \left( \frac{C_{KL}}{f_{WKL} \cdot P_C} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 21,5} \cdot \left( \frac{44900}{1,5 \cdot 5333} \right)^{\frac{10}{3}} = 261900 \text{ hod}, \quad (18)$$

kde:

$L_{h10}$  – trvanlivost ložiska v provozních hodinách [hod]

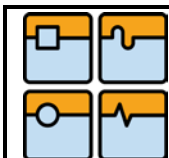
$\omega_{Amax}$  – maximální dosažené otáčky [1/min]

$C_{KL}$  - dynamická únosnost křížového ložiska [N]

$f_{WKL}$  – faktor zatížení. Pro normální provoz bez otřesů je doporučená hodnota  $f_{WKL} = 1,2 \sim 1,5$  [-], bylo zvoleno 1,5 [-].

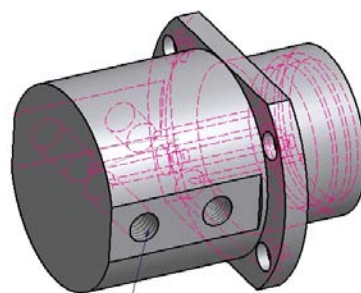
$10/3$  – exponent volený dle druhu použitých valivých elementů;  $p=3$  [-] pro kuličky (bodový styk),  $p=10/3$  pro válečky, kuželíky (čárový styk)

Z výpočtu křížového ložiska vyplývá, že jeho trvanlivost je 261900 hodin. Tudíž ložisko je schopno vykonávat svou funkci dostatečně dlouho.



### 2.2.6 Návrh hydraulického rozvodu čelistí

Tato kapitola se věnuje návrhu hydraulického obvodu ovládání čelistí. Celý hydraulický rozvod se skládá z rozvodu v tělese přidržujícím čelisti, ze spojovací desky, rozvodu v hřideli a jako poslední prvek je hydraulický připojovací rozvaděč. Ten slouží jako prvek pro připojení hydraulických hadic a je vlastní konstrukce (Obr. 27). Tento rozvaděč je dle Obr. 21 umístěn za motorem a je pevně připojen šrouby k zadní krycí desce výměníku. Obsahuje čtyři závity pro zašroubování přímé přípojky s těsnícím kuželem typu EGE-A-8 LM WD dle katalogového listu společnosti Charvát průmyslová hydraulika – hydraulické šroubení.<sup>[11]</sup> K těmto přípojkám se již připojí hydraulické hadice s potřebným šroubením. Druh hadice byl vybrán DIN EN 853 2 SN SAE 100 R 2 S<sup>[12]</sup> potřebné délky, která bohužel není známa. Každá tato hadice obsahuje přípojku - 90° koleno s označením CEL 90° dle katalogového listu.<sup>[12]</sup> Aby tato přípojka z hadice nevyklouzla, je nutno ji zabezpečit lisovanou objímkou na vysokotlaké hadice. Jedná se o typ 2 SN dle EN 853 s označením 0B2SN06.<sup>[12]</sup> Těmito všemi prvky je zajištěn přívod provozní kapaliny k rozvaděči a posléze i k čelistem.

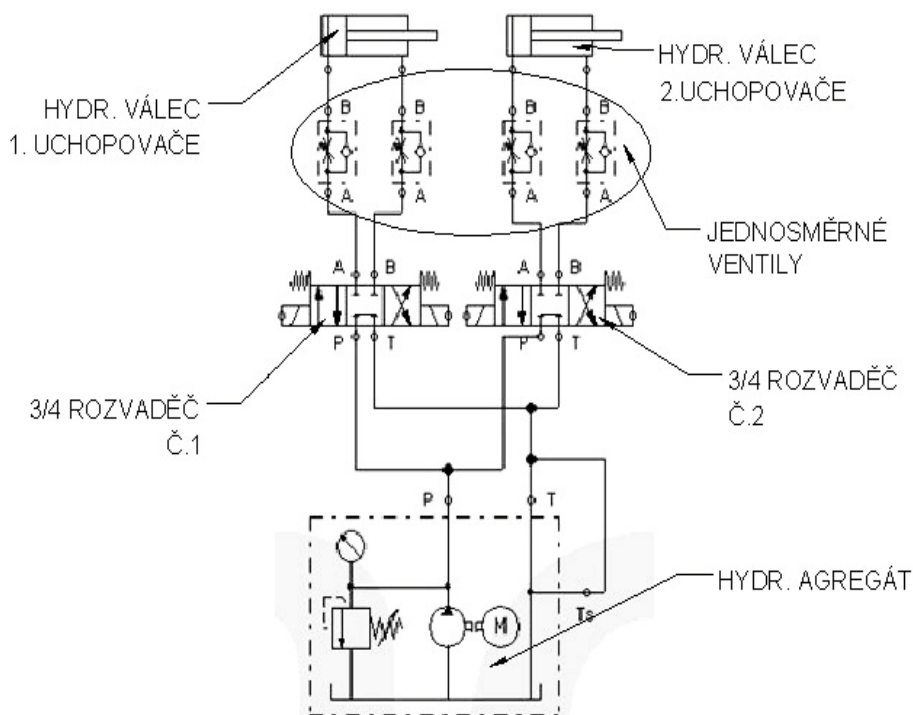


ZÁVIT PRO PŘIPOJENÍ  
PŘÍMÉ SPOJKY

Obr. 27 - Hydraulický rozvaděč

#### Přibližný návrh hydraulického obvodu

Na následujícím Obr. 28 je pomocí programu FluidSIM Hydraulics V 4.2 Demo vision od společnosti FESTO Didactic zobrazen přibližný návrh ovládání čelistí.



Obr. 28 - Přibližný návrh hydraulického obvodu ovládání čelistí

Tento obvod se skládá ze dvou obousměrných lineárních hydromotorů představující rozevírání a svírání čelistí jednotlivých uchopovačů, čtyř jednosměrných škrťících ventilů, dvou 3/4 rozvaděčů (3-polohový, 4-cestný) a jako distributor pracovní kapaliny je zde zobrazen hydraulický agregát. Ovšem namísto z agregátu by skutečný přívod kapaliny byl z rozvodného okruhu stroje. Uvedené jednosměrné škrťící ventily zastávají funkci možnosti nastavit rychlost svírání a rozevírání čelistí v obou směrech, aby nedocházelo k poškození pístů v uchopovačích (nárazy apod.). Dále 3/4 rozvaděče zajišťují přepínání mezi rozevíráním a svíráním čelistí. Tyto ventily jsou udržované ve střední poloze z důvodu uzavření obvodu uchopovačů v případě výpadku elektrického proudu, aby v těchto místech zůstal tlak a nástroj byl dále svírán. Jsou ovládány pomocí elektronických senzorů, které jsou dále napojeny např. na programovatelné obvody.

## 2.3 Návrh řešení mechanismu vysouvání v ose X

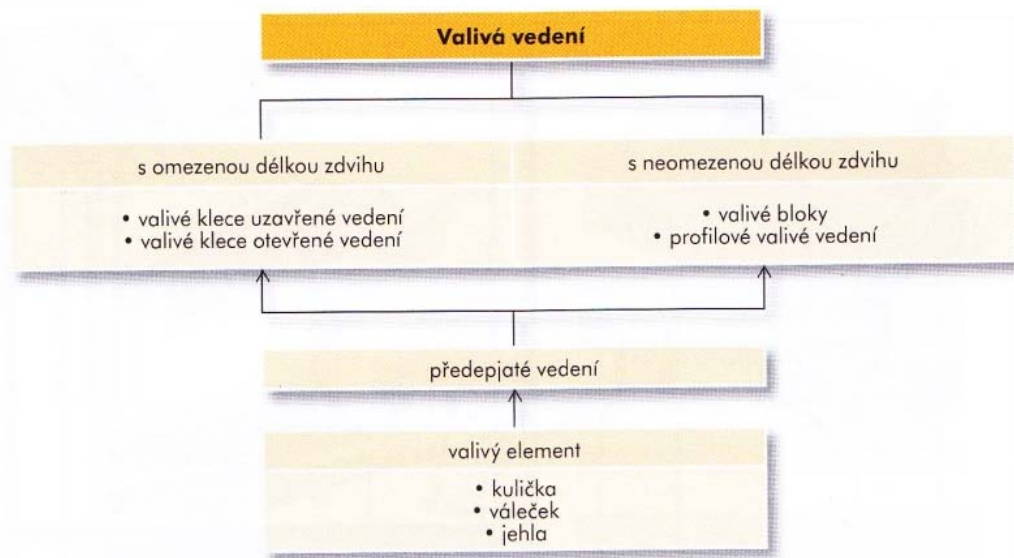
### 2.3.1 Výběr lineárního vedení

Aby bylo možno pohodlně provádět vysunutí a zasunutí nástroje z pouzdra zásobníku, je nutné umožnit zavěšené sestavě dle Obr. 21 pohybovat se v ose X. To se provádí lineárním vedením a dle mechanismu pojezdu rozlišujeme:

- valivé vedení      - uzavřené
- otevřené
- kluzné vedení    - hydrodynamické
- hydrostatické
- kombinované    - kombinace druhů
- jiné                - aerostatické

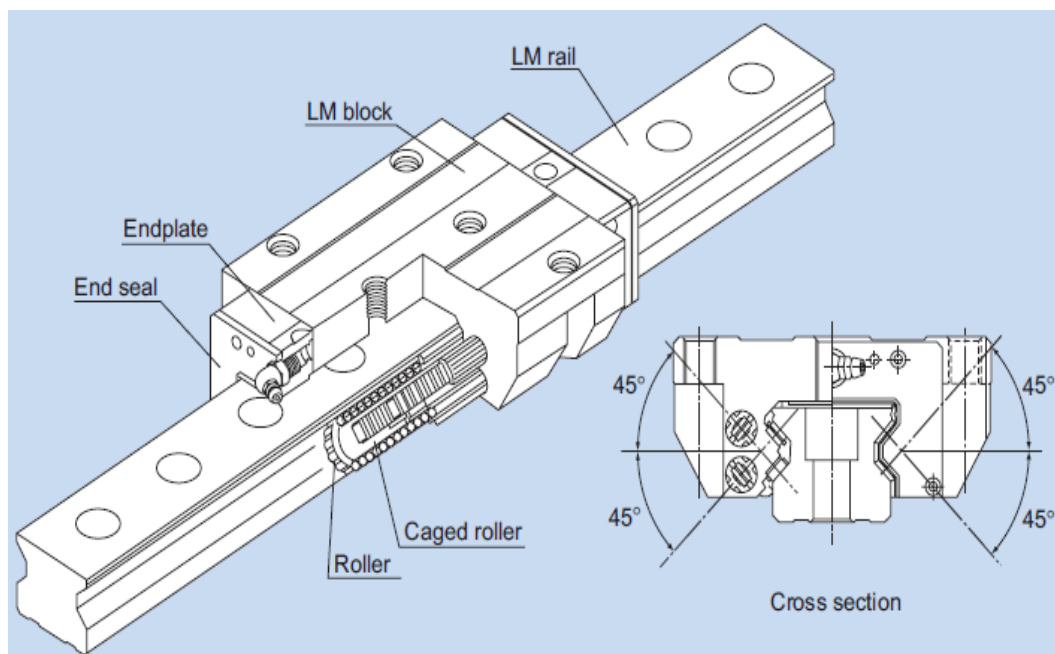
Kluzné vedení využívá přiváděného mazacího oleje mezi pohyblivé části vedení. Pokud se jedná o hydrodynamické vedení, tento olej vytvoří mazací film až za pohybu, poté vznikají podmínky tzv. hydrodynamického vedení. Oproti tomu princip hydrostatického vedení je založen na dodávce tlakového oleje mezi vodící plochy (lože a saně) a tím je docíleno tzv. kapalinného tření. U kluzného vedení, zejména u hydrodynamického, navíc hrozí nebezpečí trhavých pohybů, které výrazně snižují kvalitu a životnost vedení.<sup>[13]</sup>

Valivé vedení bylo sestrojeno z důvodu požadavku na dokonalou plynulost posuvových pohybů. Výhodou těchto vedení je celkově menší součinitel tření a jen velmi nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu, což má za následek odstranění trhavých pohybů. Další předností je minimální opotřebení a tím i delší životnost, možnost vymezení vůle nebo předeprnutí a vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech. Ovšem má i své nevýhody, a to vysokou náročnost na přesnost výroby, a tím vyšší ceny, větší rozměr než vedení kluzné a menší schopnost útlumu chvění. Rozdělení valivého vedení je zobrazeno na Obr. 29.<sup>[13]</sup>



Obr. 29 - Rozdělení valivého vedení

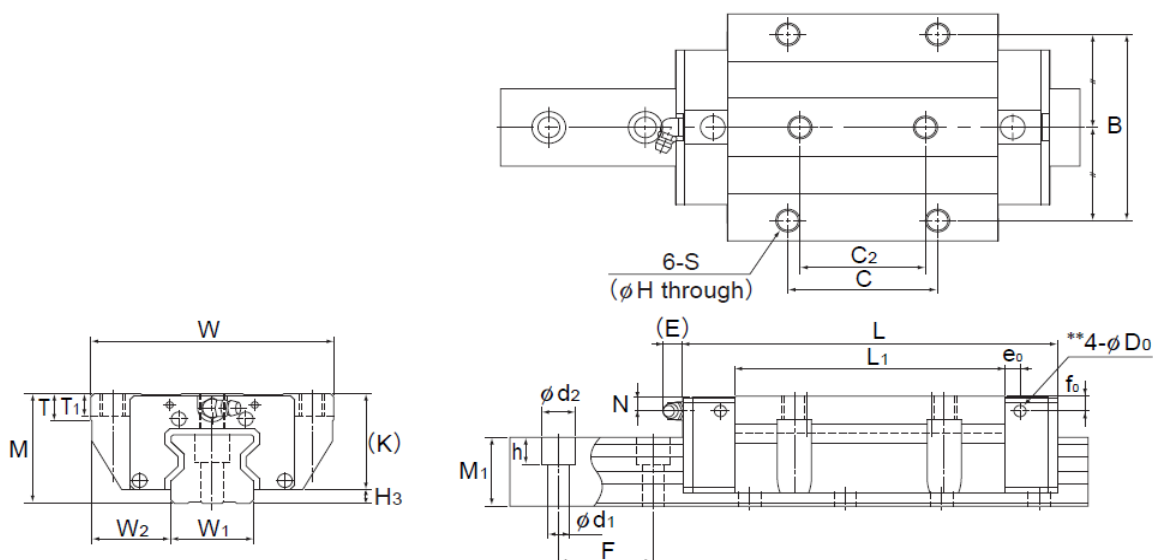
Při výběru použitého vedení rozhodovalo jeho umístění a použití. Jelikož se bude manipulátor pohybovat, bylo by obtížné ke kluznému vedení přivádět tlakový olej. Navíc během konstrukce vyplynulo jako nejlepší řešení vedení zavěsit, což by bylo při použití kluzného vedení velmi obtížné.



Obr. 30 - Lineární vedení typu SRG



Proto bylo předběžně zvoleno valivé lineární vedení od společnosti THK CO., LTD. s označením SRG45C 2 QZ UU 710L (viz. Obr. 30). Toto vedení používá jako valivých elementů válečky, obsahuje interní mazání a celé vedení měří 710 mm. Základní provedení zobrazuje Obr. 31 a na následujícím Obr. 32 je uvedena tabulka jeho rozměrů.



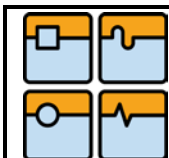
Obr. 31 - Rozměrové provedení lineárního vedení SRG-C

| Model No.           | Outer dimensions |       |            | LM block dimensions |    |                |     |      |                |                |                |      |                |    |    |    |                |                |                | Grease nipple |
|---------------------|------------------|-------|------------|---------------------|----|----------------|-----|------|----------------|----------------|----------------|------|----------------|----|----|----|----------------|----------------|----------------|---------------|
|                     | Height           | Width | Length     |                     |    |                |     |      |                |                |                |      |                |    |    |    |                |                |                |               |
|                     | M                | W     | L          | B                   | C  | C <sub>2</sub> | S   | H    | ℓ <sub>1</sub> | ℓ <sub>2</sub> | L <sub>1</sub> | T    | T <sub>1</sub> | K  | N  | E  | e <sub>0</sub> | f <sub>0</sub> | D <sub>0</sub> |               |
| SRG 45C<br>SRG 45LC | 60               | 120   | 155<br>190 | 100                 | 80 | 60             | M12 | 10.5 | —              | —              | 107<br>142     | 14.5 | 15             | 52 | 10 | 16 | 7              | 7              | 5.2            | B-PT1/8       |

| H <sub>3</sub> | LM rail dimensions |                |        |                                   |          |         | Basic load rating |                | Static permissible moment kN-m*                                                       |            |                                                                                       |            |                                                                                       |            | Mass    |  |
|----------------|--------------------|----------------|--------|-----------------------------------|----------|---------|-------------------|----------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------|---------------------------------------------------------------------------------------|------------|---------|--|
|                | Width              |                | Height | Pitch                             |          | Length* | C                 | C <sub>0</sub> | M <sub>A</sub>                                                                        |            | M <sub>B</sub>                                                                        |            | M <sub>C</sub>                                                                        | LM block   | LM rail |  |
|                | W <sub>1</sub>     |                |        |                                   |          |         |                   |                |  |            |  |            |  |            |         |  |
|                | W <sub>2</sub>     | M <sub>1</sub> | F      | d <sub>1</sub> ×d <sub>2</sub> ×h | Max      | kN      | kN                | 1 block        | Double blocks                                                                         | 1 block    | Double blocks                                                                         | 1 block    | kg                                                                                    | kg/m       |         |  |
| 8              | 45                 | 37.5           | 37     | 52.5                              | 14×20×17 | 3090    | 91.9<br>115       | 192<br>256     | 3.49<br>6.13                                                                          | 20<br>32.2 | 3.49<br>6.13                                                                          | 20<br>32.2 | 4.98<br>6.64                                                                          | 3.7<br>4.5 | 11.6    |  |

Obr. 32 - Tabulka rozměrů lin. vedení SRG-C



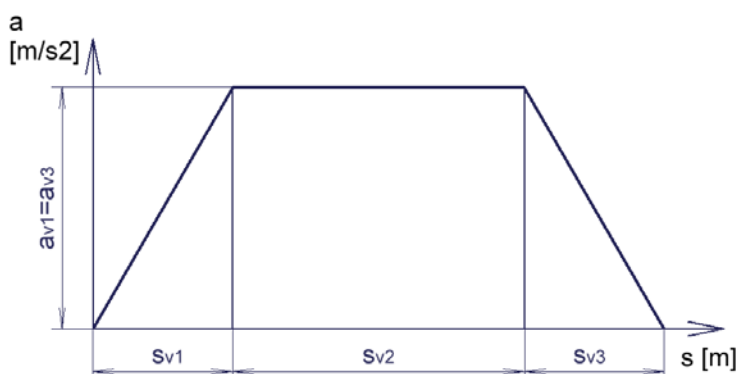
### 2.3.2 Kontrolní výpočet lineárního vedení

Kontrolní výpočet se skládá ze stanovení zatížení při jednotlivých pohybech vedení na jednotlivé vozíky, poté se z těchto zatížení stanoví nominální životnost jednotlivých vozíků a také se určí statický bezpečnostní faktor.

#### Rozbor umístění a zadání

- hmotnost závěsu  $m_{ZAVved} = 139 \text{ kg}$
- úměrné silové zatížení od hmotnosti závěsu  
 $F_{ZAVved} = m_{ZAVved} \cdot g = 139 \cdot 9,81 = 1363,6 \text{ N}$
- rozbor pojezdové dráhy vedení

(19)



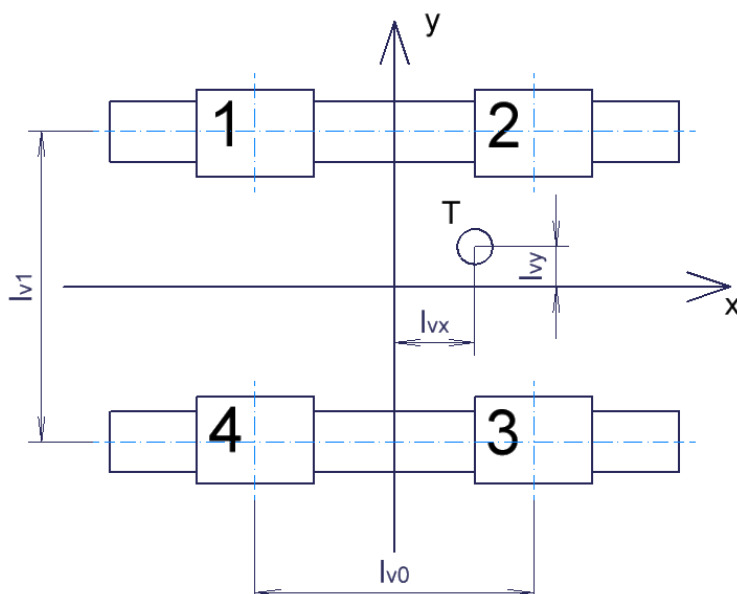
Obr. 33 - Návrh průběhu procesu pojezdu osy X

- zrychlení a brzdění  
 $a_{v1} = a_{v3} = 2 \text{ m/s}^2$
- dráha zrychlení  
 $s_{v1} = 90 \text{ mm}$
- dráha konstantní rychlosti  
 $s_{v2} = 130 \text{ mm}$
- dráha brzdění  
 $s_{v3} = 90 \text{ mm}$
- celková dráha na vozík  
 $s_{vs} = 310 \text{ mm}$

- souřadnice těžiště zatěžující síly  $F_{ZAV}$ : výpočet je prováděn na nejhorší stav zatížení, když je upnut pouze jeden nástroj. Vznikají tedy klopné momenty

na jednotlivé vozíky.

Těžiště je dáno souřadnicemi dle Obr. 34.



Obr. 34 - Souřadnice těžiště zatěžující síly

- vzdálenost těžiště v ose x  
 $l_{vx} = 243 \text{ mm}$
- vzdálenost těžiště v ose y  
 $l_{vy} = 106 \text{ mm}$
- vzdálenost těžiště v ose z  
 $l_{vz} = 436 \text{ mm}$

- rozpětí vozíků  
 $l_{v0} = 215 \text{ mm}$
- rozteč vozíků  
 $l_{v1} = 200 \text{ mm}$

- pracovní podmínky: rozsah teploty 10-30°C

### Výpočet nominální životnosti

K určení životnosti vedení je třeba nejprve určit silové a momentové účinky na vozíky profilového vedení při pracovním cyklu i při jeho pohybech během chodu. V tomto případě zde nefigurují zatížení od řezné síly, tudíž se uvažuje pouze zatížení vozíků při jeho pohybech (pojezd při vysunutí a zasunutí nástroje). Jak už bylo zmíněno, upnut je pouze jeden nástroj, tudíž i výsledná životnost bude vyšší. Stanovení zatížení pro jednotlivé vozíky je provedeno v příloze č. 01. Zde je uvedeno pouze samotné určení životnosti.

- průměrné zatížení jednotlivých vozíků (příloha č. 01)

$$F_{m1} = 302,6 \text{ N} \quad \text{průměrné zatížení vozíku č. 1}$$

$$F_{m2} = 1543 \text{ N} \quad \text{průměrné zatížení vozíku č. 2}$$

$$F_{m3} = 847,3 \text{ N} \quad \text{průměrné zatížení vozíku č. 3}$$

$$F_{m4} = 654,2 \text{ N} \quad \text{průměrné zatížení vozíku č. 4}$$

- volba zatěžovacího faktoru: tento faktor udává míru intenzity působení vibrací na vedení. Je to pouze odhad a volí se dle průměrné rychlosti, ta je v tomto případě stanovena na  $v=0,5 \text{ m/s}$ . Následně dle tabulky 3 v katalogu General description THK byl zvolen faktor  $f_{vw}=1,5 [-]$ .<sup>[14]</sup>
- volba kontaktního faktoru  $f_{vc}$ : tento faktor je použit, pokud jsou jednotlivé vozíky uspořádány těsně u sebe a volí se dle počtu použitých vozíků. Tedy dle tabulky 2 v katalogu General description THK byl zvolen faktor  $f_{vc}=0,66 [-]$ .<sup>[14]</sup>
- jednotlivé nominální životnosti

$$L_{v1} = \left( \frac{f_{vc} \cdot C_v}{f_{vw} \cdot F_{m1}} \right)^3 \cdot 100 = \left( \frac{0,66 \cdot 91900}{1,5 \cdot 302,6} \right)^3 \cdot 100 = 2,4 \cdot 10^8 \text{ km} \quad (20)$$

$$L_{v2} = \left( \frac{f_{vc} \cdot C_v}{f_{vw} \cdot F_{m2}} \right)^3 \cdot 100 = \left( \frac{0,66 \cdot 91900}{1,5 \cdot 1543} \right)^3 \cdot 100 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (21)$$

$$L_{v3} = \left( \frac{f_{vc} \cdot C_v}{f_{vw} \cdot F_{m3}} \right)^3 \cdot 100 = \left( \frac{0,66 \cdot 91900}{1,5 \cdot 847,3} \right)^3 \cdot 100 = 1,1 \cdot 10^7 \text{ km} \quad (22)$$

$$L_{v4} = \left( \frac{f_{vc} \cdot C_v}{f_{vw} \cdot F_{m4}} \right)^3 \cdot 100 = \left( \frac{0,66 \cdot 91900}{1,5 \cdot 654,2} \right)^3 \cdot 100 = 2,4 \cdot 10^7 \text{ km}, \quad (23)$$

kde:

$L_{v1,2,3,4}$  – nominální životnosti jednotlivých vozíků [km]

$C_v$  – základní dynamická únosnost vedení [N]

- statický bezpečnostní faktor: tento faktor slouží pro kontrolu lineárního vedení, zda se nebude poškozovat při statické zátěži. Tehdy, když manipulátor vyčkává a nepohybuje se, by válečky mohly obtisknout svůj tvar do kolejnice a docházelo by při pohybu ke značnému opotřebení. Tento faktor tedy udává, zda tento stav nenastane. Je určen poměrem základní

statické únosnosti  $C_0$  vedení k zatížení, které působí na vedení. V tomto případě dle přílohy č. 01 působí největší zatížení na vozík č. 2.

$$f_{vs} = \frac{f_{vc} \cdot C_{v0}}{F_{El a2}} = \frac{0,66 \cdot 192000}{1823} = 69,5, \quad (24)$$

kde:

$f_{vs}$  – statický bezpečnostní faktor vedení [-]

$C_{v0}$  – základní statická únosnost vedení [N]

$F_{El a2}$  – kombinované axiální a radiální zatížení vozíku č. 2 [N], viz příloha č. 01

Dle tabulky 1 v katalogu General description THK<sup>[14]</sup> se stanoví minimální hodnota  $f_{vsmin}$  faktoru podle velikosti působícího zatížení. Tedy pro normální zatížení s minimální délkou dráhy je minimální hodnota statického bezpečnostního faktoru rovna  $f_{vsmin}=4$  [-].

$$f_{vs} = 69,5 [-] > f_{vsmin} = 4 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (25)$$

Z předchozích výpočtů nominálních životností jednotlivých vozíků a porovnání statického bezpečnostního faktoru vedení s minimální hodnotou statického bezpečnostního faktoru vidíme, že jsou tyto hodnoty předimenzovány. Proto by se mohlo zvolit vedení jiné, a to menší. Přesto je zvolené vedení použito kvůli jeho velikosti, zejména velikosti vedení ( $M=60$  mm), neboť tato výška je stejná jako výška aktuátoru použitého pro pohon vysouvání a zasouvání nástrojů ze zásobníku. Dále jsou tyto hodnoty dosti zkreslující, neboť vzdálenosti pojezdů vozíků nikdy nebudou zapotřebí.

V příloze č. 02 je také uveden výpočet pro uchycení obou nástrojů. Z tohoto výpočtu vyplývá, že při uchycení obou nástrojů jsou nominální životnosti vozíků menší než při upnutí jednoho nástroje. Taktéž i statický bezpečnostní faktor se snížil na hodnotu  $f_{vs2}=60$  [-]. Z tohoto je patrné, že při způsobu tohoto upnutí a jeho vyosení bude spíše záležet na hmotnosti prvků vstupujících do výpočtu než na jejich vyosení.

### 2.3.3 Mechanismus pohonu pojezdu v ose X

Zavěšená soustava je již uchycena a je jí umožněn volný pohyb v ose X, nyní je zde uvedeno řešení mechanismu pohonu tohoto vysouvání v ose X. Během práce se rozhodovalo mezi třemi způsoby, pohonu:

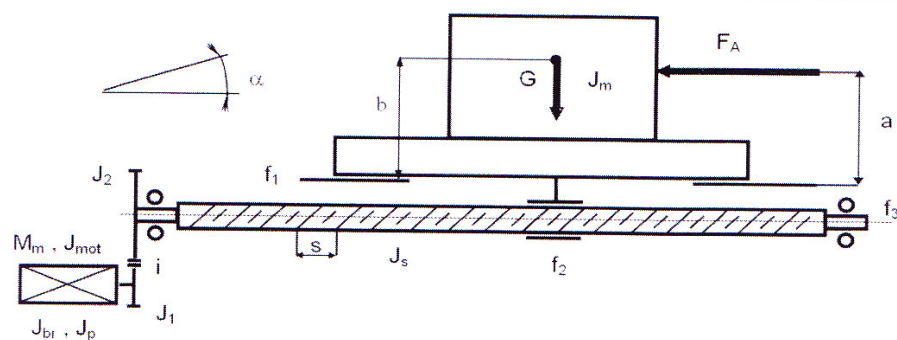
- lineárním hydro (pneu) motorem
- kuličkovým šroubem a maticí, poháněné motorem
- trapézovým šroubem a maticí, poháněné motorem

Použití lineárního hydro či pneu motoru je velmi jednoduché. Bylo by třeba navrhnout a správně nadimenzovat zdvih motoru, jeho obvod přívodu média

a umístění v sestavě. Bohužel od této varianty muselo být během návrhu upuštěno, a to z důvodu, že zadavatel si přál, aby bylo možno výsun osy X sledovat pomocí odměřování a popřípadě upravovat jednotlivé rychlosti vysouvání. Což by bylo v tomto případě velmi obtížné z hlediska návrhu umístění všech snímačů a přívodu veškeré kabeláže.

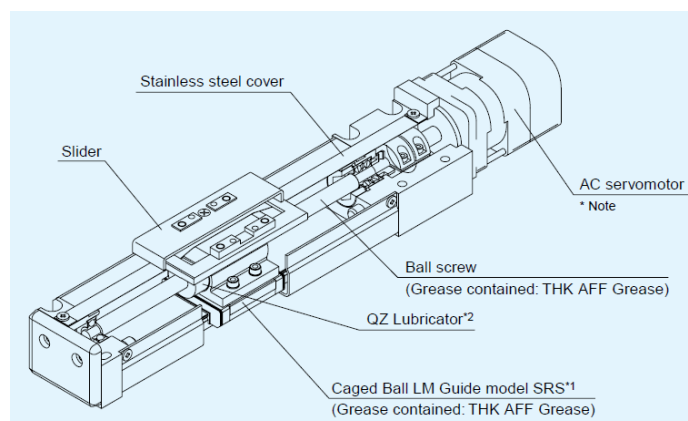
Trapézové šrouby jsou šrouby s lichoběžníkovým závitem, vyráběné válcováním nebo řezáním. Jeho výhody jsou - velká vyvozená osová síla, možnost přesné délky a vyšší přesnost. Nevýhodou oproti kuličkovým šroubům je nižší účinnost, nižší reverzní účinnost a nižší životnost, nižší rychlost pohybu a potřeba více maziva.

Z tohoto důvodu bylo zvoleno použití kuličkového šroubu poháněného elektromotorem. Náhon kuličkového šroubu je možno provádět přímo nebo pomocí převodů. Nejčastěji se používá řemenový převod pro jeho jednoduchost, snadnou rozebíratelnost při údržbě či při poruše, snadnou výrobu a dostupnost. Provedení by vypadalo zhruba dle Obr.35.<sup>[13]</sup>



Obr. 35 - Schéma pohonu kul. šroubu přes řemenový převod

Dále ovšem existují i celé pohonné jednotky, kdy je šroub poháněn přímo bez použití jakéhokoli převodu. Jedním takovým pohonem je aktuátor od společnosti THK s označením VLA-ST.<sup>[15]</sup> Tento pohon obsahuje kuličkový šroub s přímým náhonem od servomotoru. Ten si zákazník může vybrat z katalogu dle svých požadavků. Dále je možnost i připojení senzorů pro snímání polohy (foto, proximity senzory).

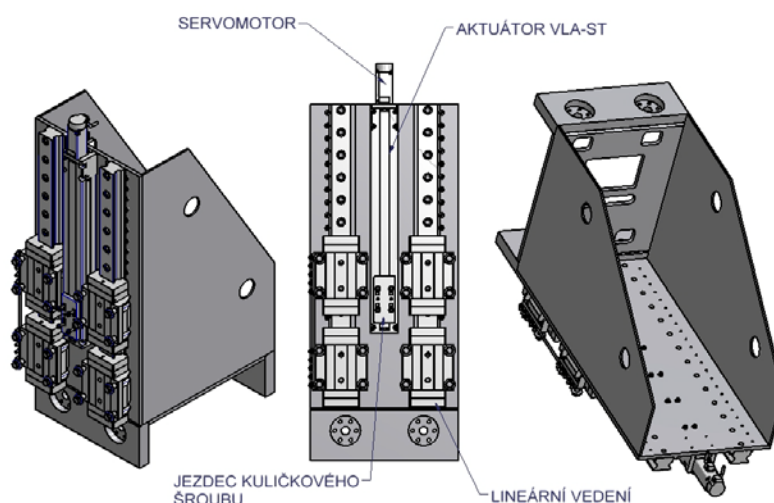


Obr. 36 - Aktuátor VLA-ST

Proto bylo rozhodnuto využít tohoto aktuátoru jako pohon výsunu osy X. Především pro jeho jednoduchost, kompaktnost, dostupnost a splnění dodatečného požadavku od zadavatele sledování polohy s možností ovládat jednotlivé rychlosti díky servomotoru, který si lze zvolit dle požadavků z katalogu THK (dle Obr. 36).

#### Konstrukční provedení umístění pohonu

Aktuátor je umístěn přesně mezi lineárním vedením a je připevněn na stejnou desku jako lineární vedení. Jezdec je připojen na poháněnou soustavu a hlavní zátěž tedy nese lineární vedení. Pohon má maximální výšku stejnou jako je maximální výška vedení. Proto bylo již dříve zvoleno lineární vedení o těchto parametrech. Umístění motoru je v ose X v místech, kde je zavěšená soustava s nástrojem vysunuta a provádí se otočení o 180°, jak je vyobrazeno na Obr. 37.



Obr. 37 - Konstrukční řešení uložení aktuátoru VLA-ST

#### **2.3.4 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu**

Kontrola se provádí z hlediska kontroly šroubu na trvanlivost. Nejdříve se stanoví zatížení působící na kuličkový šroub při jednotlivých procesech. Figuruje zde pouze namáhání od setrvačných sil přesouvaných hmot při jednotlivých rychlostech. Dráhy přesunu jsou stejné jako u výpočtu lineárního vedení v kapitole 3.3.2. Z důvodu rozsáhlosti výpočtu je zde uveden pouze výpočet trvanlivosti. Kompletní výpočet je uveden v příloze č. 03.

$$L_{KS} = \left( \frac{C_{KS}}{F_{mKS}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{4500}{286,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,9 \cdot 10^9 \text{ ot.} \quad (26)$$

$$L_{KS} = 2,4 \cdot 10^4 \text{ hod,}$$

kde:

$L_{KS}$  – trvanlivost kuličkového šroubu [ot.; hod]

$C_{KS}$  – dynamická únosnost kuličkového šroubu [N]

$F_{mKS}$  – střední zatížení [N], viz příloha č. 03

### 2.3.5 Kontrolní výpočet servomotoru osy X

Tento výpočet je také velmi obsáhlý, i proto je zde uveden jen výpočet základních charakteristik motoru. Celkový podrobný výpočet je uveden též v příloze č. 03. Výpočet se skládá ze stanovení potřebného krouticího momentu a otáček motoru.

$$M_{dm} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_{Xmot} + M_{zdrhm} = 7,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1047 + 0,062 = 0,87 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (27)$$

kde:

$M_{dm}$  – potřebný moment motoru [N·m]

$J_{rhm}$  – celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru [ $\text{m}^2 \cdot \text{kg}$ ], viz příloha č. 03

$\varepsilon_{Xmot}$  – úhlové zrychlení motoru [ $\text{rad/s}^2$ ], viz příloha č. 03

$M_{zdrhm}$  – celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru [N·m], viz příloha č. 03

$$\omega_{Xmot} = \varepsilon_{Xmot} \cdot t_{v1} = 1047 \cdot 0,21 = 222,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2121 \frac{1}{\text{min}}, \quad (28)$$

kde:

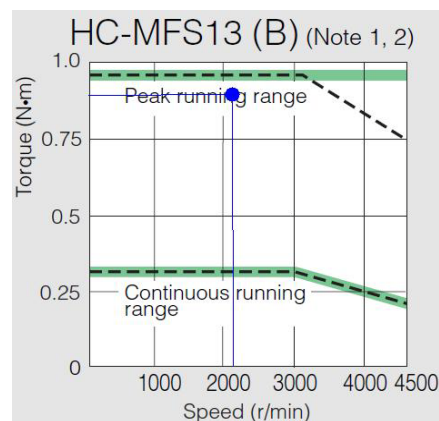
$\omega_{Xmot}$  – maximální dosažené otáčky [ot/min]

$t_{v1}$  – čas prvního úseku dráhy pojezdu [s]

Pro tyto parametry byl vybrán z katalogu MELSERVO-J2-Super od společnosti MITSUBISHI ELECTRIC servomotor HC-MFS13(B) s elektromagnetickou brzdou o níže uvedených parametrech a momentové charakteristice:<sup>[16]</sup>

- jmenovitý krouticí moment  $M_{xjm}=0,32 \text{ N} \cdot \text{m}$
- maximální krouticí moment  $M_{xmax}=0,95 \text{ N} \cdot \text{m}$
- jmenovité otáčky  $n_{xjm}=3000 \text{ min}^{-1}$
- maximální otáčky  $n_{xmax}=4500 \text{ min}^{-1}$
- maximální přípustné otáčky  $n_{xpr}=5175 \text{ min}^{-1}$
- hmotnost  $m_{Xmot}=0,86 \text{ kg}$

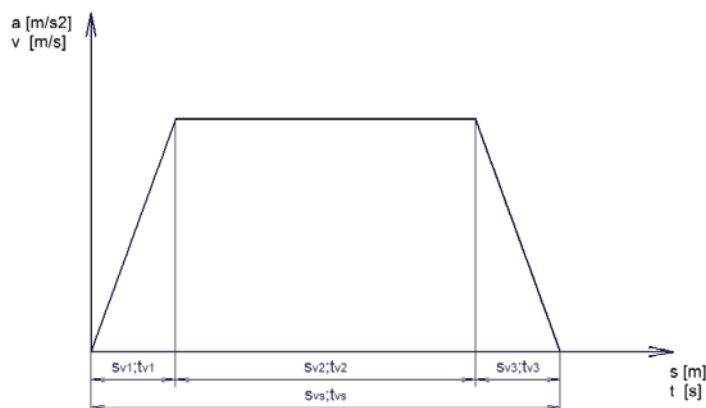
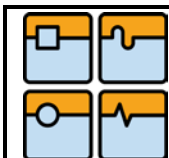
Na Obr. 38 je uvedena momentová charakteristika použitého servomotoru a je zde uveden i bod maximálního zatížení při rozběhu (modrý bod).



Obr. 38 - Momentová charakteristika servomotoru HC-MFS13 (B)

#### Souhrn průběhu procesu pojezdu osy X

Na závěr této kapitoly je zde uveden souhrn průběhu celého procesu vysunutí a zasunutí nástroje vzhledem k zásobníku. Celý průběh je uveden na Obr. 39 a dále jsou i rozepsány hodnoty pro jednotlivé úseky.



Obr. 39 - Souhrn průběhu procesu pojezdu osy X

dráhy

 $s_{v1}=90 \text{ mm}; s_{v2}=130 \text{ mm};$  $s_{v3}=90 \text{ mm}$ 

časy

 $t_{v1}=0,21 \text{ s}; t_{v2}=0,26 \text{ s}; t_{v3}=0,21 \text{ s}$ 

rychlosti

 $v_{v1}=0,6 \text{ m/s}; v_{v2}=0,5 \text{ m/s};$  $v_{v3}=0,6 \text{ m/s}$ 

zrychlení

 $a_{v1}=2 \text{ m/s}^2; a_{v2}=1 \text{ m/s}^2;$  $a_{v3}=2 \text{ m/s}^2$ 

celková dráha pojezdu

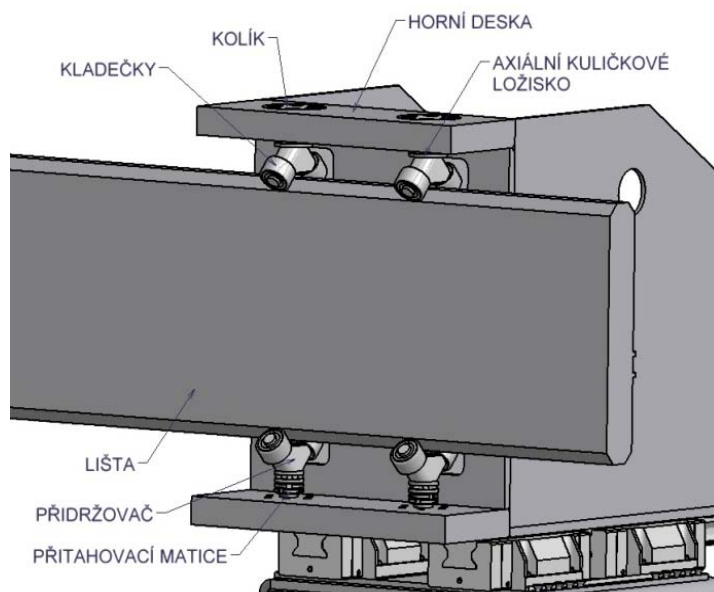
 $s_{vs}=310 \text{ mm}$ 

celkový potřebný čas pojezdu

 $t_{vs}=0,7 \text{ s}$ 

## 2.4 Návrh řešení přesunu v ose Y

Manipulátor musí být schopen přepravovat nástroje ze zásobníku k vřetenu po větší vzdálenosti a často i „přes roh“ (Obr. 10 a 11). K tomuto účelu byl vynalezen pojezd po vertikální liště, která se může tvarovat (ohnutí o 90°) a pojezd zajišťují valivé kladky (Obr. 40) s typovým označením NART 15VR V UU R od společnosti THK.<sup>[17]</sup> Tyto kladky jsou umístěny na přídržovači, který je nasunut na kolík a ten je dále pevně uchycen k horní desce. Na kolíku mezi přídržovačem a horní deskou je umístěno axiální valivé kuličkové ložisko, které zajišťuje volné otáčení přídržovače na kolíku, což je důležité zejména při přejezdu manipulátoru po oblouku lišty. Spodní kladky jsou ustaveny stejným způsobem, ale jsou zde protisvorné matice, které zajišťují přitažení a ustavení kladek k spodní hraně lišty. Tím je celý manipulátor pevně uchycen na lištu.



Obr. 40 - Zavěšení manipulátoru na lištu

#### 2.4.1 Řešení pohonu přesunu v ose Y

V této kapitole je uveden návrh pohonu pro přesun manipulátoru po liště po ose Y. Pokud se má manipulátor pohybovat, je třeba zajistit převod mezi pevnou lištou a pohyblivým se manipulátorem. Možností je více, např.:

- na liště ozubený hřeben, manipulátor s poháněným pastorkem
- na liště válečkový řetěz, manipulátor s poháněným řetězovým kolem

Při výběru varianty rozhodovala hlavně jednoduchost a snadná manipulace. Ozubený hřeben je pracný na výrobu a na oblouk lišty by byl obtížně umístitelný a vyrobitelný. Vyniká ale dobrou tuhostí s převodem bez vůle. Oproti tomu válečkový řetěz je snadno dostupný (lze ho objednat na míru od různých dodavatelů), lehce umístitelný i do oblouku lišty. Ale je potřeba jej zajistit proti vzniku vůle mezi řetězem a kolem. Proto bylo zvoleno využití válečkového řetězu umístěného na liště a řetězového kola umístěného na manipulátoru poháněného motorem.

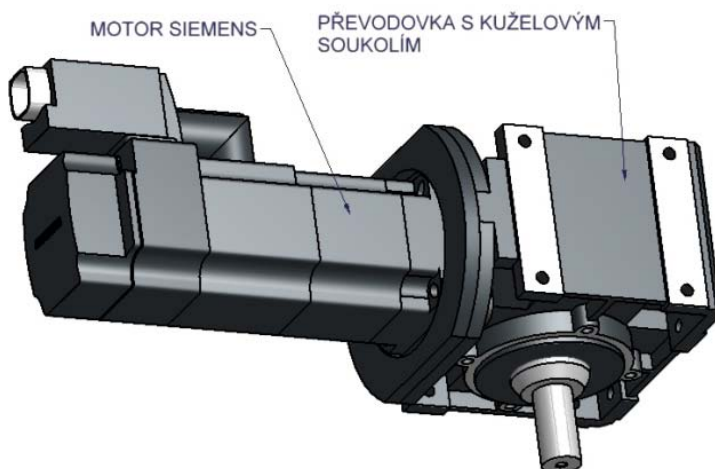
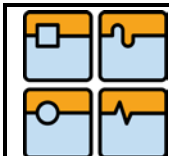
Byl vybrán dvouřadý válečkový řetěz 05B-2-276 dle ISO 606:2004, který obepíná lištu a je vymezen mezi dvěma hranami z důvodu zamezení jeho vertikálního pohybu. Na obou koncích je řetěz třeba uchytit a zajistit jeho napnutí.

Dále bylo třeba zajistit umístění řetězového kola a návrh převodu. Převod lze provést např.:

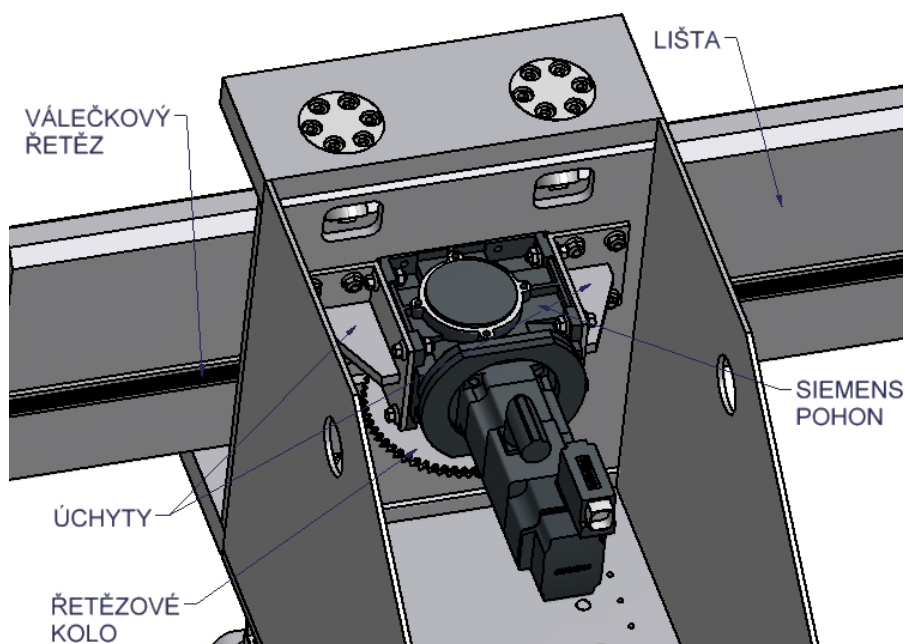
- šnekovým soukolím poháněným motorem, na jehož konci by bylo umístěno řetězové kolo
- kuželovým soukolím poháněným motorem, na jehož konci by bylo umístěno řetězové kolo
- řemenovým převodem poháněným motorem, na jehož konci by bylo umístěno řetězové kolo

Všechny tyto převody byly během návrhu velmi těžko umístitelné na manipulátor. Např. při použití řemenového převodu by motor vyčníval a překážel v prostoru nad manipulátorem. Proto bylo přistoupeno k variantě využití mimoběžného převodu pomocí kuželového či šnekového soukolí poháněného motorem.

Z tohoto důvodu byl předběžně vybrán synchronní motor od společnosti SIEMENS kombinovaný se SIMODRIVE 611, SIMOVERT MASTERDRIVES řízením pohybu s označením 1FK7032 (Obr. 41). Motor byl dále vybrán spolu s dodávaným kuželovým soukolím na přímý náhon. Motor dále obsahuje i mechanickou brzdu. Na výstupní hřídel z převodovky je již namontováno řetězové kolo. Tato volba umožňuje uložit motor tak, aby nikde nepřekážel v prostoru manipulátoru. Tato varianta je též snadno rozebíratelná, neboť k manipulátoru je pohon přichycen dvěma úchyty pomocí osmi šroubů (Obr. 42).



Obr. 41 - Pohon 1FK7032-5AF21-1DH3-Z V40



Obr. 42 - Řešení ustavení pohonu osy Y

#### 2.4.2 Kontrolní výpočet pohonu SIEMENS osy Y

Tato kontrola je prováděna z důvodu, zda bude pohon schopen celým manipulátorem pohybovat. Je třeba zkontrolovat potřebný moment pro pohyb manipulátoru. Výpočet je proveden pro vzdálenost od vyčkávací polohy k ose řetězového zásobníku.

$$F_{Gy} = m_{zs} \cdot a_{y1} = 265 \cdot 1 = 265 \text{ N}, \quad (29)$$

kde:

$F_{Gy}$  – zatěžující síla od hmotnosti zavěšené soustavy [N]

$m_{zs}$  – hmotnost zavěšené soustavy [kg]

$a_{y1}$  – zrychlení (zpomalení) přesouvané soustavy [ $\text{m/s}^2$ ]

$$M_{Gy} = F_{Gy} \cdot R_p = 265 \cdot 0,0745 = 19,7 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (30)$$

kde:

$M_{Gy}$  – moment od zatěžující síly [N·m]

$R_p$  – vzdálenost osy výstupního hřídele převodovky k válečkovému řetězu [m]

$$\omega_{Ymot} = \varepsilon_{Ymot} \cdot t_{y1} = 314,2 \cdot 0,31 = 99,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 948,7 \frac{1}{\text{min}}, \quad (31)$$

kde:

$\omega_{Ymot}$  – potřebné otáčky motoru [1/min]

$\varepsilon_{Ymot}$  – úhlové zrychlení motoru [rad/s<sup>2</sup>], viz příloha č. 04

$t_{y1}$  – čas úseku zrychlení [s]

$$M_y = J_{YRP} \cdot \varepsilon_{Ymot} + M_{Gy} = 0,014 \cdot 314,2 + 19,7 = 24 \text{ N} \cdot \text{m}, \quad (32)$$

kde:

$M_y$  – potřebný moment motoru [N·m]

$J_{YRP}$  – moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru [m<sup>2</sup>·kg], viz příloha č. 04

Veškeré hodnoty zde uvedené jsou v příloze č. 04, kde je uveden i celý výpočet.

#### Parametry pohonu:

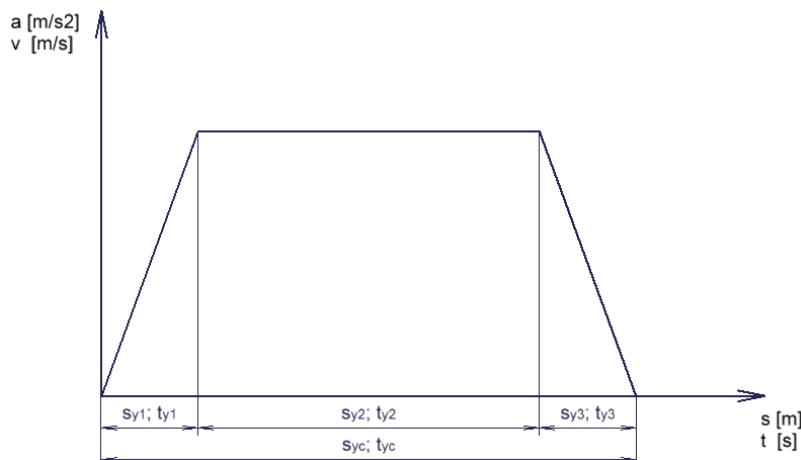
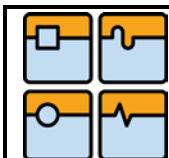
- |                             |                                        |
|-----------------------------|----------------------------------------|
| - maximální výstupní moment | $M_{Ymax}=35 \text{ N} \cdot \text{m}$ |
| - maximální výstupní otáčky | $n_Y=6000 \text{ 1/min}$               |
| - hmotnost                  | $m_Y=5 \text{ kg}$                     |

$$M_y=24 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{Ymax}=35 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (33)$$

$$\omega_{Ymot}=948,7 \text{ 1/min} < n_Y=6000 \text{ 1/min} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (34)$$

Z těchto parametrů vidíme, že motor vyhovuje požadovaným parametrům.

Celý průběh pojezdu je uveden na Obr. 43 a dále jsou rozepsány i hodnoty pro jednotlivé úseky pojezdu osy Y.



Obr. 43 - Průběh procesu posunu osy Y

dráhy

 $s_{y1}=100 \text{ mm}; s_{y2}=300 \text{ mm};$  $s_{y3}=100 \text{ mm}$ 

časy

 $t_{y1}=0,31 \text{ s}; t_{y2}=0,6 \text{ s};$  $t_{y3}=0,31 \text{ s}$ 

rychlosti

 $v_{y1}=0,45 \text{ m/s}; v_{y2}=0,5 \text{ m/s};$  $v_{y3}=0,45 \text{ m/s}$ 

zrychlení

 $a_{y1}=1 \text{ m/s}^2; a_{y2}=0,4 \text{ m/s}^2;$  $a_{y3}=1 \text{ m/s}^2$ 

celková dráha pojezdu

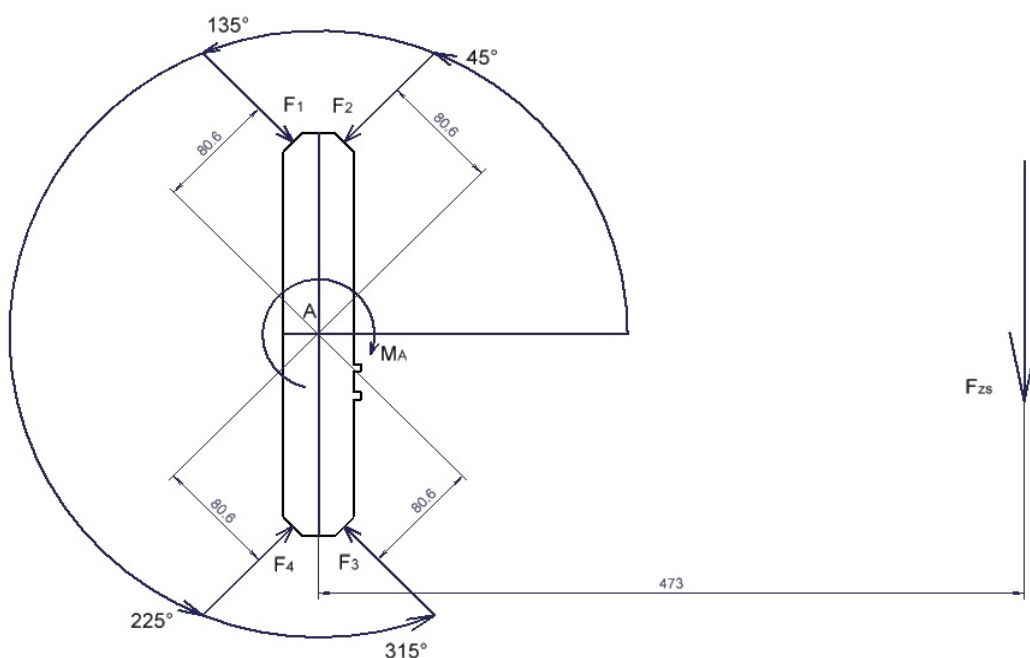
 $S_{yC}=500 \text{ mm}$ 

celkový potřebný čas pojezdu

 $t_{yC}=1,2 \text{ s}$ 

### 2.4.3 Kontrolní výpočet kladek

Tato kontrola je prováděna z hlediska základního statického faktoru a nominální životnosti. Je proveden na jednu kladku s maximálním působícím zatížením – celková váha zavěšené soustavy s oběma nástroji. Celkový výpočet je uveden v příloze č. 05. Zde je pouze uveden výpočet statického bezpečnostního faktoru a nominální životnosti. Výpočet je založen na určení zatěžující radiální síly kladky dle schématu na Obr. 44.



Obr. 44 - Schéma působících radiálních sil

Tedy:

$$f_{sk} = \frac{C_{ko}}{F_1} = \frac{36900}{1906} = 19,4, \quad (35)$$

kde:

$f_{sk}$  – statický bezpečnostní faktor [-]

$C_{ko}$  – základní statická únosnost kladky [N]

$F_1$  – radiální zatížení jedné kladky [N], viz příloha č. 05

Poté se dle katalogu stanoví minimální hodnota statického bezpečnostního faktoru tj. dle tabulky 1 katalogu THK<sup>[18]</sup>  $f_{smin}=1-3$  [-].

$$f_{sk} = 19,4 [-] > f_{smin} = 3 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (36)$$

$$L_k = \left( \frac{C_k}{f_{Yw} \cdot F_1} \right)^{\frac{10}{6}} \cdot 10^6 = \left( \frac{25300}{1,5 \cdot 1906} \right)^{\frac{10}{6}} \cdot 10^6 = 1,4 \cdot 10^9 km, \quad (37)$$

kde:

$L_k$  – nominální životnost [km]

$C_k$  – základní dynamická únosnost [N]

$f_{Yw}$  – faktor provozních podmínek, voleno dle table 2 katalogu THK pro normální pohyb –  $f_{Yw}=1,2-1,5$  [-]

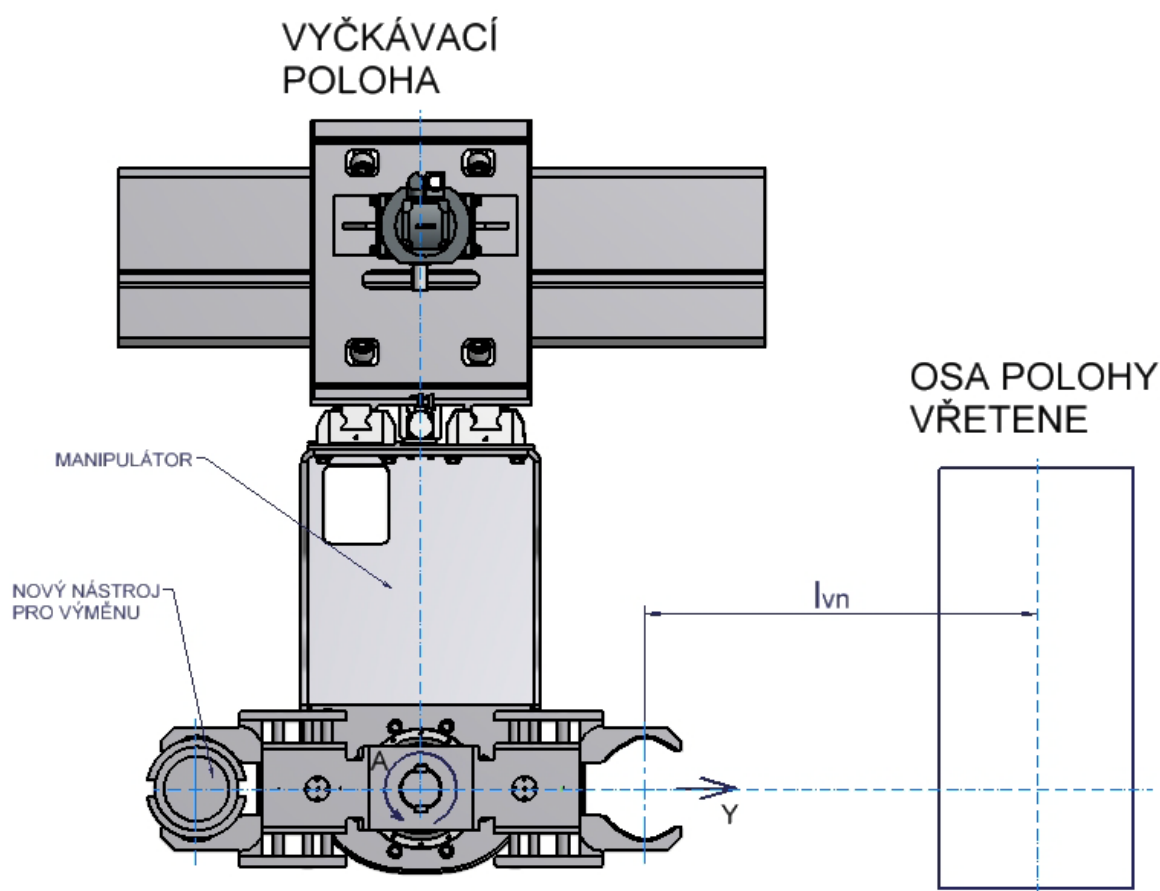
Jak je vidět, ominální životnost je předimenzovaná. Takovouto životnost nebude potřeba dosáhnout, proto je spíše směrodatnější statický bezpečnostní faktor, který vyhovuje danému zatížení.

### 3 Časová analýza

Cyklus výměny nástroje je velmi složitý proces a skládá se z mnoha dílčích pohybů. V tomto případě je možnost rozdělit výměnu nástroje na dva cykly – výměna nástroje ve vřetenu a výměna nástroje v zásobníku, protože manipulátor vyčkává v poloze, ze které přejíždí k výměně nástroje ve vřetenu. Poté co proběhne výměna, vřeteno provádí obráběcí cyklus a mezitím manipulátor přejede k zásobníku a zde si vymění nástroje pro další obráběcí cyklus a opět přejede zpátky do vyčkávací polohy. Tento způsob je velmi výhodný z hlediska úspory vedlejších časů. S ohledem na neznalost umístění manipulátoru vůči zásobníku nástrojů zabývá se tato práce pouze výměnou nástroj–nástroj (výměna nástroje ve vřetenu).

#### 3.1 Definování cyklu výměny nástroje

Výměna nástroj–nástroj dle Obr. 45 začíná přejezdem manipulátoru z vyčkávací polohy k ose vřetena. Ve vřetenu uchopí starý nástroj, vysune jej, pootočí se o 180°, čímž přenastaví k vřetenu nový nástroj. Ten poté zasune do vřetene, uvolní ho a manipulátor se přesune zpět do své vyčkávací polohy.



Obr. 45 - Poloha manipulátoru pro časovou analýzu

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 47 |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

### Cyklus výměny

- 1) najetí do osy vřetene;  $+Y, l_{vn}=s_{yc} \Rightarrow T_{VY}=t_{yc}=1,2 \text{ s}$
- 2) sevření nástroje  $\Rightarrow T_{VS}$
- 3) vysunutí nástroje z vřetene;  $+X, s_{vs} \Rightarrow T_{VV}=t_{vs}=0,7 \text{ s}$
- 4) otočení manipulátoru o  $180^\circ$ ;  $+A, \text{úhel } 180^\circ \Rightarrow T_{VO}=2 \cdot t_{1,2}=2 \cdot 1,4=2,8 \text{ s}$
- 5) zasunutí nového nástroje do vřetene;  $-X, s_{vs} \Rightarrow T_{VV}$
- 6) uvolnění nového nástroje  $\Rightarrow T_{VS}$
- 7) najetí manipulátoru do vyčkávací polohy;  $-Y, l_{vn}=s_{yc} \Rightarrow T_{VY}$

Jednotlivé časy už jsou stanoveny z předchozích výpočtů, pouze čas sevření je v tomto případě pouze odhad. Byl tedy stanoven na  $T_{VS}=1 \text{ s}$ . Pak tedy čas výměny nástroj-nástroj:

$$T_{VC} = 2 \cdot T_{VY} + 2 \cdot T_{VS} + 2 \cdot T_{VV} + T_{VO} = 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,7 + 2,8 = 8,6 \text{ s} \quad (38)$$

$$\text{Tedy: } T_{VC} = 8,6 \text{ s} < 10 \text{ s} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (39)$$

## 4 Koncepce návrhu přívodu energií

V této kapitole jsou specifikovány prvky pro přívod energií a jejich prvky pro jejich transport. Je zde i uveden pouze koncept návrhu přívodu energií k jednotlivým prvkům, které jej vyžadují. Řešení je vedeno pouze rámcově, neboť k hlubšímu návrhu by bylo zapotřebí znát konkrétnější umístění manipulátoru na stroji.

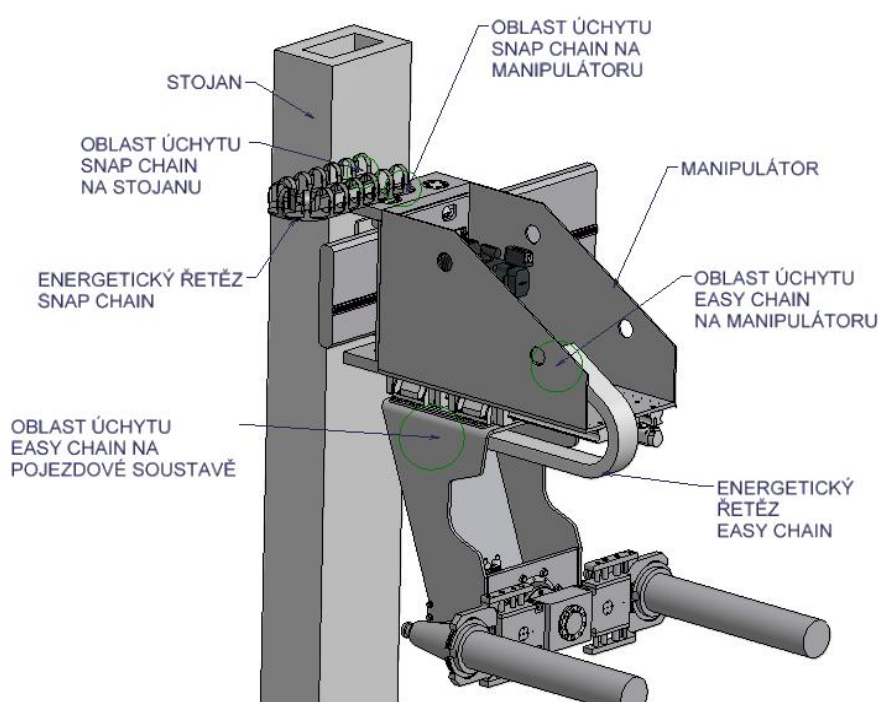
### 4.1 Příváděná média

K oběma uchopovačům je třeba přivést tlakovou kapalinu v obou směrech, neboť se jedná o dvojčinné písty. Přívod této kapaliny je prováděn čtyřmi hydraulickými hadicemi blíže popsané v kapitole 2.2.6.

V případě osy A jsou k servomotoru Harmonic drive příváděny dva elektrokabely, které již dodává sám výrobce. Stejně tak je tomu i u ostatních pohonů.

### 4.2 Koncept návrhu přívodu energií

Na Obr. 46 je uvedeno schéma přívodu energií. Vychází z předpokladu, že závěsná vertikální lišta bude pevně připevněna k rámu stroje, kam lze v rámci rozvodů stroje přivést připojovací prvky na výše uvedené, použité přívody energií. Odtud je třeba zajistit dostatečnou pohyblivost okolo stojanu pro celkovou dráhu manipulátoru po liště, to zajišťuje energetický řetěz SNAP CHAIN od společnosti IGUS.<sup>[19]</sup> Dále je nutné zajistit přívod energií ve vnitřní oblasti manipulátoru. To zajišťuje energetický řetěz EASY CHAIN série E200 také od společnosti IGUS.<sup>[20]</sup> Na Obr. 46 jsou také vyznačena místa, kde se jednotlivé řetězy uchyť (ke stojanu, manipulátoru, pojezdové soustavě).

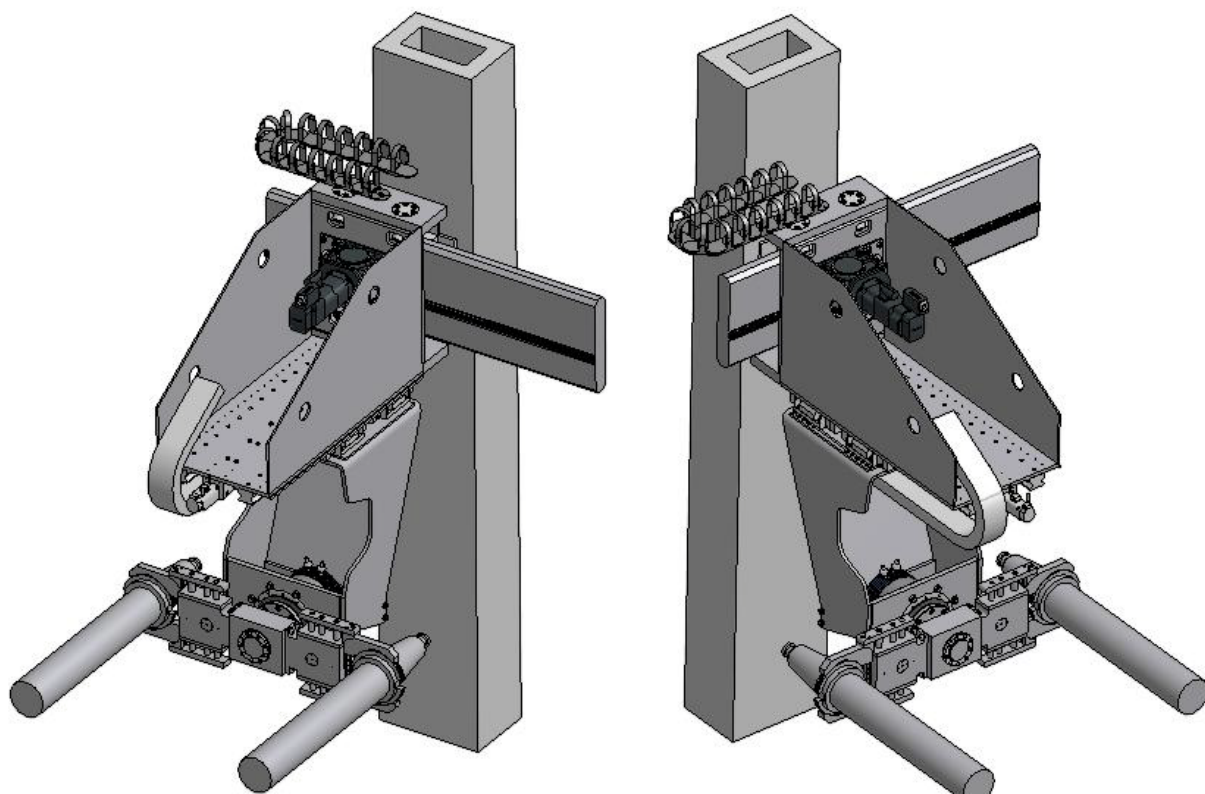


Obr. 46 - Koncept přívodu energií



## 5 Konstrukční model

Součástí této diplomové práce je také konstrukční 3D model, který je uložený na přiloženém CD. Tento model je vytvořen v programu Autodesk Inventor 2010. Je rozdělen do několika částí. První část se zabývá konstrukcí osy A, druhá část konstrukcí osy X a také již celým modelem manipulátoru, který bude zavěšen pomocí kladek na vertikální lištu. V poslední části je provedeno zavěšení manipulátoru na část vertikální lišty spolu se sloupem, ke kterému je lišta uchycena. Během vytváření 3D modelu se vyskytly mnohé problémy. Například při návrhu osy A bylo nutné zajistit přívod tlakové kapaliny k uchopovačům. Dále u návrhu osy X bylo pamatováno i na montážní postup lineárního vedení, kde bylo nutné zajistit umístění středících rovin pro ustavení kolejnic vedení. Následující Obr. 47 zobrazuje ISO pohled celého konstrukčního provedení manipulátoru.



Obr. 47 - Konstrukční provedení manipulátoru

|                                                                                   |                                            |         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 50 |
|                                                                                   | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

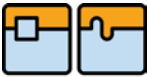
## Závěr

Tato diplomová práce se zabývá tématem automatické výměny nástrojů (AVN) a jejím cílem bylo navrhnout manipulátor pro společnost TOS KUŘIM – OS a.s., který by funkci výměny zastával. Hlavní podmínkou bylo především splnění požadavku výměny nástrojů ISO50 a ISO60 .

Po úvodní analýze problému AVN pro velké obráběcí stroje byl zvolen princip výměny, a to pomocí manipulátoru zavěšeného na vertikální liště s osou otáčení nástrojů v ose A. Tento manipulátor má tři stupně volnosti, dvě pohybové osy translační a jednu rotační. Prvotním úkolem bylo navrhnout uchopovací mechanismus pro kužele stopek ISO50 a ISO60. K řešení tohoto problému byly navrženy uchopovače s čelistmi kopírujícími tvar stopek nástrojů. Pro pohon těchto čelistí byl zvolen a posléze i navržen hydraulický mechanismus. Samotnou výměnu nástrojů zastává kompaktní servopohon HARMONIC DRIVE s harmonickou převodovkou a kuličkovým šroubem s pohonem zajišťujícím vysouvání a zasouvání nástroje do vřetene či zásobníku nástrojů. U pohonu HARMONIC DRIVE bylo využito jeho předností, mezi které patří například průchozí dutá hřídel či výstupní křížové ložisko, a v neposlední řadě také jeho kompaktnost. Pro zajištění vysouvání bylo využito zmiňovaného kuličkového šroubu od společnosti THK CO., LTD. Tento šroub je oboustranně uložen v kompaktním modulu, a to tzv. aktuátoru VLA-ST. Tento aktuátor je možné zakoupit dle požadavků i s pohánějícím motorem. V tomto případě byl vybrán servomotor od společnosti MITSUBISHI ELECTRIC s typovým označením HC-MFS13(B). Tento pohon je velmi kompaktní a jelikož se jedná o přímý náhon, odpadl problém s návrhem a umístěním jakéhokoli jiného převodu. Spolu s pohonem byl stanoven i způsob zajištění pojezdu ve směru osy X, a to díky válečkovému lineárnímu vedení od společnosti THK CO., LTD s označením SRG45C 2 QZ UU 710L.

Pro zajištění přesunu manipulátoru po ose Y mezi vřetenem a zásobníkem nástrojů byl zvolen způsob zavěšeného manipulátoru na vertikální liště. Na té je manipulátor zavěšen pomocí valivých kladek a samotný přesun zajišťuje navržený synchronní motor spolu s kuželovým soukolím na přímý pohon. Tento pohon pochází od společnosti SIEMENS s typovým označením 1FK7032. Převod mezi manipulátorem a pohonem SIEMENS je zajištěn pomocí řetězového převodu, kdy je na vertikální liště uchycen dvouřadý válečkový řetěz a na manipulátoru je upevněno řetězové kolo. Již zmíněné valivé kladky (celkem osm) také pocházejí od společnosti THK CO., LTD, a mají typové označení NART 15VR V UU R.

Poté byla stanovena časová analýza výměny. Jelikož nebyla známa poloha vřetena vůči zásobníku, nebyl stanoven celkový čas výměny (cyklus zásobník-vřeteno-zásobník). Byla stanovena pouze výměna nástroj-nástroj, a to na hodnotu 8,6 s což vzhledem k zadání s mírnou rezervou vyhovuje.

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 51 |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

V závěru je také navržen koncept přívodu potřebných médií k jednotlivým prvkům. K tomuto účelu byly vybrány dva energetické řetězy SNAP CHAIN a EASY CHAIN od společnosti IGUS.

Výsledkem této diplomové práce je návrh manipulátoru o celkové hmotnosti 265 kg.

Další etapa vývoje manipulátoru by mohla být zaměřena na blíže specifikované umístění manipulátoru na stroji a stanovení přesného průběhu posuvu po ose Y (na vertikální liště). Čímž by se mohl stanovit přesný čas výměny nástrojů. V neposlední řadě by se mohl vývoj zaměřit i na ochranné krytování.

## Použité zdroje

- [1] ASME Milwaukee – History & Heritage [online]. 2010 [cit. 2011-4-5]. Dostupné z <http://sections.asme.org/milwaukee/history/21-ncmachine.html>
- [2] NOVOTNÝ, L. Automatická výměna nástrojů. In *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010, s. 126-127.
- [3] DMGecoline. *DMU 50 eco* [online]. 2010 [cit. 2011-4-5]. Dostupné z <http://www.dmgeline.com/system/images/0008/1085/Werkzeugmagazin.jpg?1278271161>
- [4] FIEBIGER, R. *Manipulátor nástrojů pro svislý zásobník nástrojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D. s. 11 a 24.
- [5] GLOGAR, M. *Deskripce systémů automatické výměny nástrojů u obráběcích center*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 28 s. vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D. s. 19.
- [6] PODLOUCKÝ, M. *Rešerše automatické výměny nástrojů u frézovacích center*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík. s. 13.
- [7] TOS KUŘIM – OS a.s. *07 FU 150B Obráběcí centrum s posuvným stojanem* [online]. 2010 [cit. 2011-4-6]. Dostupné z <http://www.tos-kurim.cz/fotogalerie/gallery-07+FU+150B+Obr%E1b%Cc%ED+centrum+s+posuvn%FDm+stojanem:2/sort-name/>
- [8] SMC Pneumatik. *Úchopné hlavice* [online]. 2009 [cit. 2011-4-5]. Dostupné z <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/subcatalog.asp?catalog=482&subcatalog=495>
- [9] MM Průmyslové spektrum. *Nový servopohon s dutou hřídelí* [online]. 2002 [cit. 2011-4-10]. Dostupné z <http://www.mmspektrum.com/clanek/novy-servopohon-s-dutou-hrideli>
- [10] Harmonic drive. *Product description* [online]. 2010 [cit. 2011-1-25]. Dostupné z [http://www.harmonicdrive.de/cms/upload/pdf/GK\\_2011\\_2012/de\\_en/servoprodukte/fha-c-178-200.pdf](http://www.harmonicdrive.de/cms/upload/pdf/GK_2011_2012/de_en/servoprodukte/fha-c-178-200.pdf)
- [11] CHARVÁT PRŮMYSLOVÁ HYDRAULIKA. *Hydraulická šroubení* [online]. [cit. 2011-4-12]. Dostupné z <http://www.charvat-chs.cz/hydraulicke-hadice-s-koncovkami.html>
- [12] CHARVÁT PRŮMYSLOVÁ HYDRAULIKA. *Hydraulické hadice s koncovkami* [online]. [cit. 2011-4-12]. Dostupné z <http://www.charvat-chs.cz/admin/userfiles/File/sroubeni.pdf>
- [13] MAREK, J. Posuvové soustavy. In *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. vyd. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010, s. 83, 103-106, 109.

- [14] THK. *General description* [online]. [cit. 2011-03-25]. Dostupné z [https://tech.thk.com/en/products/pdf/en\\_a0\\_001.pdf#1](https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a0_001.pdf#1)
- [15] THK. *Low price actuator model VLA* [online]. [cit. 2011-04-2]. Dostupné z [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/320E\\_VLA.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/320E_VLA.pdf)
- [16] MITSUBISHI ELECTRIC. *MELSERVO-J2-Super* [online]. [cit. 2011-04-10]. Dostupné z [http://site.motadistribution.com/Brochures/Mitsubishi/MR-J2\\_SUPER\\_BROCHURE\\_VER\\_D.PDF](http://site.motadistribution.com/Brochures/Mitsubishi/MR-J2_SUPER_BROCHURE_VER_D.PDF)
- [17] THK. *Modles NART-R* [online]. [cit. 2011-04-12]. Dostupné z [https://tech.thk.com/en/products/pdfs/en\\_b20\\_004.pdf](https://tech.thk.com/en/products/pdfs/en_b20_004.pdf)
- [18] THK. *Point of selection* [online]. [cit. 2011-04-12]. Dostupné z [https://tech.thk.com/en/products/pdf/en\\_a20\\_007.pdf#1](https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a20_007.pdf#1)
- [19] IGUS. *Snap chain* [online]. [cit. 2011-05-4]. Dostupné z <http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?PageNr=6160&CL=CZ-cs>
- [20] IGUS. *Easy chain* [online]. [cit. 2011-05-4]. Dostupné z [http://www.igus.cz/iPro/iPro\\_01\\_0009\\_0011\\_CZcs.htm?c=CZ&l=cs](http://www.igus.cz/iPro/iPro_01_0009_0011_CZcs.htm?c=CZ&l=cs)

## Seznam použitých zkratk a symbolů

|             |                    |                                                                     |
|-------------|--------------------|---------------------------------------------------------------------|
| $a_{v1}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Zrychlení osy X                                                     |
| $a_{v2}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Zrychlení na úseku o konstantní rychlosti osy X                     |
| $a_{v3}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Brzdění osy X                                                       |
| $a_{y1}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Zrychlení osy Y                                                     |
| $a_{y2}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Zrychlení na úseku o konstantní rychlosti osy Y                     |
| $a_{y3}$    | $[m \cdot s^{-2}]$ | Brzdění osy Y                                                       |
| $C_k$       | [N]                | Základní dynamická únosnost kladky                                  |
| $C_{KL}$    | [N]                | Dynamická únosnost křížového ložiska                                |
| $C_{kO}$    | [N]                | Základní statická únosnost kladky                                   |
| $C_{KS}$    | [N]                | Dynamická únosnost kuličkového šroubu                               |
| $C_{OKL}$   | [N]                | Statická únosnost křížového ložiska                                 |
| $C_v$       | [N]                | Základní dynamická únosnost vedení                                  |
| $C_{v0}$    | [N]                | Základní statická únosnost vedení                                   |
| $d_p$       | [m]                | Průměr roztečné kružnice křížového ložiska                          |
| $F_1$       | [N]                | Radiální zatížení jedné kladky                                      |
| $F_{Gnas}$  | [N]                | Tíhová síla od hmotnosti prvků osy A                                |
| $F_{asmax}$ | [N]                | Max. dovolené statické axiální zatížení křížového ložiska           |
| $F_{Ela2}$  | [N]                | Kombinované axiální a radiální zatížení vozíku č. 2                 |
| $F_{Gy}$    | [N]                | Zatěžující síla od hmotnosti zavěšené soustavy osy Y                |
| $F_{m1}$    | [N]                | Průměrné zatížení vozíku č. 1                                       |
| $F_{m2}$    | [N]                | Průměrné zatížení vozíku č. 2                                       |
| $F_{m3}$    | [N]                | Průměrné zatížení vozíku č. 3                                       |
| $F_{m4}$    | [N]                | Průměrné zatížení vozíku č. 4                                       |
| $F_{mKS}$   | [N]                | Střední zatížení kuličkového šroubu                                 |
| $F_{rsmax}$ | [N]                | Max. dovolené statické radiální zatížení křížového ložiska          |
| $F_{rzav}$  | [N]                | Celkové radiální zatížení křížového ložiska                         |
| $f_{sk}$    | [-]                | Statický bezpečnostní faktor kladek                                 |
| $f_{smin}$  | [-]                | Minimální hodnota statického bezpečnostního faktoru kladky          |
| $f_{vc}$    | [-]                | Kontaktní faktor vedení                                             |
| $f_{vs}$    | [-]                | Statický bezpečnostní faktor vedení                                 |
| $f_{vs2}$   | [-]                | Statický bezpečnostní faktor vedení při uchycení obou dvou nástrojů |
| $f_{vsmin}$ | [-]                | Minimální hodnota statického bezpečnostního faktoru vedení          |

|                |                    |                                                                       |
|----------------|--------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| $f_{Vw}$       | [-]                | Zatěžovací faktor vedení                                              |
| $f_{WKL}$      | [-]                | Faktor zatížení křížového ložiska                                     |
| $f_{Yw}$       | [-]                | Faktor provozních podmínek kladky                                     |
| $F_{zav}$      | [N]                | Zatěžující síla křížového ložiska                                     |
| $F_{ZAVved}$   | [N]                | Úměrné silové zatížení od hmotnosti závěsu                            |
| $g$            | $[m \cdot s^{-2}]$ | Gravitační konstanta                                                  |
| $i_{Amot}$     | [-]                | Převodový poměr pohonu osy A                                          |
| $J_{Amot}$     | $[kg \cdot m^2]$   | Moment setrvačnosti na výstupu pohonu osy A                           |
| $J_{rhm}$      | $[m^2 \cdot kg]$   | Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru osy X         |
| $J_{RP}$       | $[kg \cdot m^2]$   | Moment setrvačnosti všech rotujících prvků osy A redukováný na výstup |
| $J_S$          | $[kg \cdot m^2]$   | moment setrvačnosti všech rotujících součástí osy A                   |
| $J_{YRP}$      | $[m^2 \cdot kg]$   | Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru osy Y                 |
| $L_{h10}$      | [hod]              | trvanlivost ložiska v provozních hodinách                             |
| $L_k$          | [km]               | Nominální životnost kladky                                            |
| $L_{KS}$       | [ot.; hod]         | Trvanlivost kuličkového šroubu                                        |
| $l_{v0}$       | [m]                | Rozpětí vozíků                                                        |
| $l_{v1}$       | [m]                | Rozteč vozíků                                                         |
| $L_{V1,2,3,4}$ | [km]               | Nominální životnosti jednotlivých vozíků vedení                       |
| $l_{vn}$       | [m]                | Dráha pro najetí do osy vřetene                                       |
| $l_{vx}$       | [m]                | Vzdálenost těžiště v ose x                                            |
| $l_{vy}$       | [m]                | Vzdálenost těžiště v ose y                                            |
| $l_{vz}$       | [m]                | Vzdálenost těžiště v ose z                                            |
| $l_x$          | [m]                | Vzdálenost osy nástroje od osy hřídele [osa A]                        |
| $l_{zav}$      | [m]                | Vzdálenost těžiště                                                    |
| $M_{Ab}$       | $[N \cdot m]$      | Moment brzdy na výstupu pohonu osy A                                  |
| $M_{Amax}$     | $[N \cdot m]$      | Max. výstupní moment pohonu osy A                                     |
| $m_{Amot}$     | [kg]               | Hmotnost pohonu osy A                                                 |
| $m_{Anas}$     | [kg]               | Hmotnost nástroje                                                     |
| $M_{AS}$       | $[N \cdot m]$      | Statický moment osy A                                                 |
| $M_C$          | $[N \cdot m]$      | Klopný moment vyvolaný od zatěžujících hmotností prvků                |
| $M_d$          | $[N \cdot m]$      | Celkový dynamický moment osy A                                        |
| $M_D$          | $[N \cdot m]$      | Celkový maximální moment osy A                                        |
| $M_{dm}$       | $[N \cdot m]$      | Potřebný moment motoru osy X                                          |

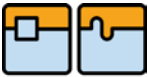
|              |                      |                                                                              |
|--------------|----------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| $M_{dmax}$   | [N·m]                | Max. dovolený dynamický klopný moment křížového ložiska                      |
| $M_{Gy}$     | [N·m]                | Moment od zatěžující síly, osa Y                                             |
| $M_{ASmax}$  | [N·m]                | Trvalý statický moment pohonu osy A                                          |
| $M_{Xjm}$    | [N·m]                | Jmenovitý krouticí moment motoru osy X                                       |
| $M_{Xmax}$   | [N·m]                | Maximální krouticí moment motoru osy X                                       |
| $m_{Xmot}$   | [kg]                 | Hmotnost motoru osy X                                                        |
| $M_y$        | [N·m]                | Potřebný moment motoru osy Y                                                 |
| $m_y$        | [kg]                 | Hmotnost motoru osy Y                                                        |
| $M_{Ymax}$   | [N·m]                | Maximální výstupní moment osy Y                                              |
| $m_{zav}$    | [kg]                 | Hmotnost zavěšených prvků                                                    |
| $m_{ZAVved}$ | [kg]                 | Hmotnost závěsu, umístěném na valivém vedení                                 |
| $M_{zdrhm}$  | [N·m]                | Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru osy X                      |
| $m_{zS}$     | [kg]                 | Hmotnost zavěšené soustavy osy Y                                             |
| $N_{Amax}$   | [min <sup>-1</sup> ] | Max. výstupní otáčky pohonu osy A                                            |
| $n_{Xjm}$    | [min <sup>-1</sup> ] | Jmenovité otáčky motoru osy X                                                |
| $n_{Xmax}$   | [min <sup>-1</sup> ] | Maximální otáčky motoru osy X                                                |
| $n_{Xpr}$    | [min <sup>-1</sup> ] | Maximální přípustné otáčky motoru osy X                                      |
| $n_y$        | [min <sup>-1</sup> ] | Maximální výstupní otáčky motoru osy Y                                       |
| $P_C$        | [N]                  | Ekvivalentní dynamické zatížení bez uvažování axiální síly křížového ložiska |
| $R$          | [m]                  | Vzdálenost křížového ložiska od příruby                                      |
| $R_p$        | [m]                  | Vzdálenost osy výstupního hřídele převodovky k válečkovému řetězu, osa Y     |
| $s_{v1}$     | [m]                  | Dráha zrychlení osy X                                                        |
| $s_{v1}$     | [m]                  | Dráha zrychlení osy X                                                        |
| $s_{v2}$     | [m]                  | Dráha konstantní rychlosti osy X                                             |
| $s_{v3}$     | [m]                  | Dráha brzdění osy X                                                          |
| $s_{vs}$     | [m]                  | Celková dráha pojezdu osy X                                                  |
| $s_{y1}$     | [m]                  | Dráha zrychlení osy Y                                                        |
| $s_{y2}$     | [m]                  | Dráha konstantní rychlosti osy Y                                             |
| $s_{y3}$     | [m]                  | Dráha brzdění osy Y                                                          |
| $s_{yc}$     | [m]                  | Celková dráha pojezdu osy Y                                                  |
| $t_{1,2}$    | [s]                  | Čas potřebný k překonání úhlové dráhy $\varphi_{1,2}$                        |
| $t_{v1}$     | [s]                  | Čas úseku zrychlení dráhy pojezdu osy X                                      |
| $t_{v2}$     | [s]                  | Čas úseku konstantní rychlosti dráhy pojezdu osy X                           |

|                      |                      |                                                     |
|----------------------|----------------------|-----------------------------------------------------|
| $t_{v3}$             | [s]                  | Čas úseku brzdění dráhy pojezdu osy X               |
| $T_{v0}$             | [s]                  | Čas otočení manipulátoru o 180°                     |
| $t_{vs}$             | [s]                  | Celkový potřebný čas pojezdu osy X                  |
| $T_{vs}$             | [s]                  | Čas sevření čelistí                                 |
| $T_{vv}$             | [s]                  | Čas vysunutí (zasunutí) nástroje z (do) vřetene     |
| $T_{vy}$             | [s]                  | Čas najetí do osy vřetene                           |
| $t_{y1}$             | [s]                  | Čas úseku zrychlení dráhy pojezdu osy Y             |
| $t_{y2}$             | [s]                  | Čas úseku konstantní rychlosti dráhy pojezdu osy Y  |
| $t_{y3}$             | [s]                  | Čas úseku brzdění dráhy pojezdu osy Y               |
| $t_{yc}$             | [s]                  | Celkový potřebný čas pojezdu osy Y                  |
| $v_{v1}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku zrychlení pojezdu osy X              |
| $v_{v2}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku konstantní rychlosti pojezdu osy X   |
| $v_{v3}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku brzdění pojezdu osy X                |
| $v_{y1}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku zrychlení pojezdu osy Y              |
| $v_{y2}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku konstantní rychlosti pojezdu osy Y   |
| $v_{y3}$             | $[m \cdot s^{-1}]$   | Rychlost úseku brzdění pojezdu osy Y                |
| $x_{Fr}$             | [m]                  | Vzdálenost působíště síly $F_{rzav}$ od osy ložiska |
| $\varphi_{1,2}$      | [rad]                | Úhlová dráha osy A                                  |
| $\varepsilon_p$      | $[rad \cdot s^{-2}]$ | Úhlové zrychlení (zpomalení) pohonu osy A           |
| $\varepsilon_{Xmot}$ | $[rad \cdot s^{-2}]$ | Úhlové zrychlení (zpomalení) pohonu osy X           |
| $\varepsilon_{Ymot}$ | $[rad \cdot s^{-2}]$ | Úhlové zrychlení (zpomalení) pohonu osy Y           |
| $\omega_{Amax}$      | $[min^{-1}]$         | Maximální dosažené otáčky motoru osy A              |
| $\omega_{Xmot}$      | $[min^{-1}]$         | Maximální dosažené otáčky motoru osy X              |
| $\omega_{Ymot}$      | $[min^{-1}]$         | Maximální dosažené otáčky motoru osy Y              |

|                                                                                  |                                            |         |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 58 |
|                                                                                  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

## Seznam obrázků

- Obr. 1 - MILWAUKEE-MATIC II
- Obr. 2 - Morfologie AVN a její typy
- Obr. 3 - Nosný zásobník - revolverová hlava
- Obr. 4 - Revolverová hlava pro rotační nástroje
- Obr. 5 - Pick - up výměna z kruhového zásobníku [DMG]
- Obr. 6 - Princip činnosti výměníku s dvouramennou pákou
- Obr. 7 - Dvoupákový výměník s kruhovým zásobníkem a sklopným lůžkem [Haas]
- Obr. 8 - Vícehlavá vřetenová revolverová hlava [Gruppo Riello Sistemi]
- Obr. 9 - Výměník nástrojů obráběcího centra s posuvným stojanem 07 FU 150B
- Obr. 10 - Obráběcí centrum DOOSAN Infracore; DBC130
- Obr. 11 - Obráběcí centrum PAMA Boring & Milling machina; SPEEDRAM 4000
- Obr. 12 - Manipulátor nástrojů
- Obr. 13 - Trojúhelníkový tvar čelistí
- Obr. 14 - Čelisti kopírující tvar stopek
- Obr. 15 - Úchopová hlavice řada MHZ2 [SMC Pneumatik]
- Obr. 16 - Úchopová hlavice řada MHL2 [SMC Pneumatik]
- Obr. 17 - Řez úchopnou hlavicí
- Obr. 18 - Řez pohonem Harmonic drive FHA-C
- Obr. 19 - Srovnání rozměrů pohonů Siemens a Harmonic drive
- Obr. 20 - Servopohon Harmonic drive řady FHA-C
- Obr. 21 - Konstrukční řešení osy A
- Obr. 22 - Rozbor zatížení
- Obr. 23 - Průběh rychlosti při otáčení
- Obr. 24 - Hodnota momentu setrvačnosti
- Obr. 25 - Momentová charakteristika pohonu FHA 40C 160H
- Obr. 26 - Rozměrová situace zatížení křížového ložiska
- Obr. 27 - Hydraulický rozvaděč
- Obr. 28 - Přibližný návrh hydraulického obvodu ovládání čelistí
- Obr. 29 - Rozdělení valivého vedení
- Obr. 30 - Lineární vedení typu SRG

|                                                                                   |                                            |         |
|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------|
|   | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 59 |
|  | DIPLOMOVÁ PRÁCE                            |         |

- Obr. 31 - Rozměrové provedení lineárního vedení SRG-C
- Obr. 32 - Tabulka rozměrů lin. vedení SRG-C
- Obr. 33 - Návrh průběhu procesu pojezdu osy X
- Obr. 34 - Souřadnice těžiště zatěžující síly
- Obr. 35 - Schéma pohonu kul. šroubu přes řemenový převod
- Obr. 36 - Aktuátor VLA-ST
- Obr. 37 - Konstrukční řešení uložení aktuátoru VLA-ST
- Obr. 38 - Momentová charakteristika servomotoru HC-MFS13 (B)
- Obr. 39 - Souhrn průběhu procesu pojezdu osy X
- Obr. 40 - Zavěšení manipulátoru na lištu
- Obr. 41 - Pohon 1FK7032-5AF21-1DH3-Z V40
- Obr. 42 - Řešení ustavení pohonu osy Y
- Obr. 43 - Průběh procesu posunu osy Y
- Obr. 44 - Schéma působících radiálních sil
- Obr. 45 - Poloha manipulátoru pro časovou analýzu
- Obr. 46 - Koncept přívodu energií
- Obr. 47 - Konstrukční provedení manipulátoru

## Seznam příloh

přílohy č.

- 01 – Výpočet vedení při upnutí jednoho nástroje
- 02 – Výpočet vedení při upnutí obou dvou nástrojů
- 03 – Výpočet kuličkového šroubu spolu s poháněcím motorem
- 04 – Výpočet pohonu osy Y
- 05 – Výpočet valivých kladek
- 06 – Výkres sestavy manipulátoru (2-S00-00)
- 07 – Výkres svařence závěsu (3-S04-00)
- 08 – Výkres hřídele (2-S02-01)
- 09 – Výkres závěsu (2-S02-08)
- 10 – CD – kompletní dokumentace diplomové práce