

# Bakalářská práce

**Návrh a konstrukce translační osy podávacího zařízení**



*Vysoká škola:* ČVUT v Praze  
*Fakulta:* strojní  
*Ústav:* Výrobní stroje a zařízení  
*Akademický rok:* 2016/2017

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

*pro* **Pavel ELIÁŠ**

*Program:* Strojírenství

*Obor:* Konstruování podporované počítačem

*Téma práce:* **Návrh a konstrukce translační osy podávacího zařízení**  
**Development and design of transactional axis feeding device**

### **S t r u č n á o s n o v a z a d á n í :**

Návrh translační osy podávacího zařízení dle uvedeného schématu

- Stručná rešerše dané problematiky
- Vlastní konstrukční návrhy
- Rozpracování vybraného návrhu
- Zhodnocení

#### **Technické parametry :**

- Charakteristika manipulovaného předmětu: válec průměr 80 mm, délka 100 mm, krychle o hraně 100 mm, materiál – ocel.
- Rozsah dílčích posuvů: 150, 200, 300, 400 mm.
- Přesnost polohování +/- 0,1 mm.
- Posuvová rychlost cca 1 m/sec.

**Rozsah grafické části práce:** 3D modely, výkresová dokumentace

**Rozsah textové části práce:** 40 – 60 stran

**Doporučená literatura:** TALÁCKO, Jaroslav. Automatizace výrobních zařízení. Vyd. 2. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2000, ©1993. 202 s. ISBN 80-01-02160-2.

SKAŘUPA, J.: Průmyslové roboty a manipulátory. Vyd. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1522-0.

MONKMAN, Gareth J.: *Robot grippers*. Weinheim: Wiley-VCH, c2007, x, 452 p. ISBN 978-352-7406-197.

**Vedoucí bakalářské práce:** Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.

**Konzultant bakalářské práce:**


**Datum zadání bakalářské práce:** 27. 10. 2016

**Termín odevzdání bakalářské práce:** 2. 1. 2017


Neodevzdá-li student bakalářskou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání bakalářské práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat bakalářskou práci podruhé.


*Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.*

Zadání bakalářské práce převzal dne:

  
.....  
student



  
Ing. Petr Kolář, Ph.D.  
vedoucí ústavu

  
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

V Praze dne 25. 10. 2016

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v přiloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 4. 1. 2017

.....

podpis

## **Poděkování**

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, panu doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi CSc. za vedení této bakalářské práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování. Dále pak ing. Jiřímu Jančíkovi z firmy Festo, ing Lucii Drahorádové za technické poradenství a v neposlední řadě také Ing. Michalu Fürbacherovi za dlouhodobou podporu při studiu.

## **Anotace**

**Autor:** Pavel Eliáš

**Název BP:** Návrh a konstrukce translační osy podávacího zařízení

**Číslo BP:** BP 0206

**Rozsah práce:** 60 stran

**Školní rok:** 2016/2017

**Škola:** ČVUT – FS

**Ústav:** Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení

**Vedoucí BP:** doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.

**Konzultant:**

**Klíčová slova:** návrh, konstrukce, manipulace, automatizace

**Anotace:** Obsahem této bakalářské práce je problematika návrhu a konstrukce automatického podávacího zařízení. Nedílnou součástí jsou 3D modely, návrhové a kontrolní výpočty a výkresová dokumentace do úrovně sestav a podsestav.

## **Annotation**

**Author:** Pavel Eliáš

**Title:** Development and design of transactional axis feeding device

**Number:** BP 0206

**Extent:** 60 Pages

**School year:** 2016/2017

**University:** CTU – Faculty of Mechanical Engineering

**Department:** Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment

**Supervisor:** doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.

**Advisers:**

**Key words:** Development, design, manipulation, automation

**Anotation:** This bachelor thesis deals with development and design of industrial manipulators. The first goal is to provide a brief introduction to this issue and to do a conduct research on currently existing manipulation technology. The second goal is to design a manipulator which would meet specific needs.

## Přehled použitých veličin a jednotek

|                             |            |  |
|-----------------------------|------------|--|
| <b>B</b>                    | [mm]       | Šířka krycího měchu                      |
| <b>D</b>                    | [mm]       | Velikost průměru vrtaného otvoru         |
| <b><math>d_0</math></b>     | [mm]       | Velikost průměru předvrtaného otvoru     |
| <b>Ds</b>                   | [mm]       | Působíště řezné síly $F_z$               |
| <b>E</b>                    | [mm]       | Tloušťka příruby                         |
| <b>f</b>                    | [-]        | Koeficient smykového tření               |
| <b><math>F_t</math></b>     | [mm]       | Hloubka skladu krycího měchu             |
| <b>Fu</b>                   | [N]        | Výsledná utahovací síla                  |
| <b>Fv</b>                   | [N]        | Silový ekvivalent                        |
| <b><math>f_v</math></b>     | [mm/ot]    | Posuv vrtáku na otáčku                   |
| <b>Fz</b>                   | [N]        | Řezná síla                               |
| <b>H</b>                    | [mm]       | Výška krycího měchu                      |
| <b>k</b>                    | [-]        | Koeficient bezpečnosti upnutí            |
| <b><math>L_{max}</math></b> | [mm]       | Maximální délka krycího měchu            |
| <b><math>L_{min}</math></b> | [mm]       | Minimální délka krycího měchu            |
| <b>m</b>                    | [kg]       | Celková hmotnost vozíku na ose           |
| <b>p</b>                    | [Mpa]      | Měrný řezný odpor, materiálová konstanta |
| <b><math>p_x</math></b>     | [Pa]       | Tlak v pneumotoru hlavního pohonu        |
| <b>Sp</b>                   | [ $mm^2$ ] | Velikost průřezu třísky                  |
| <b>T</b>                    | [mm]       | Tloušťka rámečku                         |
| <b>u</b>                    | [-]        | Počet utahovacích prvků                  |
| <b><math>V_x</math></b>     | [m/s]      | Rychlost vozíku                          |
| <b>z</b>                    | [-]        | Počet břitů nástroje                     |



## Obsah

|   |    |
|---|----|
| 1. ÚVOD.....                            | 8  |
| 2. CÍL PRÁCE.....                       | 9  |
| 3. ÚVOD DO ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY .....    | 10 |
| 3.1 KONKRÉTNÍ POŽADAVKY.....            | 10 |
| 3.1.1 MANIPULOVANÝ OBJEKT .....         | 10 |
| 3.1.2 PRACOVNÍŠTĚ.....                  | 11 |
| 3.2 POHON HLAVNÍ OSY.....               | 12 |
| 3.2.1 NEPŘÍMÉ POHONY .....              | 13 |
| 3.2.2 PŘÍMÉ POHONY.....                 | 17 |
| 3.2.3 VÍCEVOZÍKOVÉ SYSTÉMY (MCS).....   | 24 |
| 4. VLASTNÍ ŘEŠENÍ.....                  | 26 |
| 4.1 NÁVRHY ŘEŠENÍ.....                  | 26 |
| 4.1.1 ZÁSOBNÍKY .....                   | 26 |
| 4.1.2 VÝLOŽNÍKY .....                   | 29 |
| 4.1.3 VARIANTA Č.1 .....                | 31 |
| 4.1.4 VARIANTA Č.2.....                 | 35 |
| 4.1.5 VARIANTA Č.3.....                 | 37 |
| 4.2 VOLBA VARIANTY .....                | 41 |
| 4.3 ROZPRACOVÁNÍ ZVOLENÉ VARIANTY ..... | 43 |
| 4.3.1 UPÍNÁNÍ.....                      | 43 |
| 4.3.2 KRYTOVÁNÍ A OCHRANA VEDENÍ .....  | 45 |
| 4.3.5 ŘÍZENÍ POHONU OSY.....            | 47 |
| 5. VÝPOČTOVÁ ČÁST .....                 | 49 |
| 5.1 NÁVRH UPÍNACÍCH SIL.....            | 49 |
| 5.2 KONTROLA UPÍNACÍHO PRVKU .....      | 54 |
| 5.3 DIMENZOVÁNÍ POHONU.....             | 56 |
| 6. ZÁVĚR.....                           | 58 |
| 7. POUŽITÝ SOFTWARE .....               | 58 |
| 8. SEZNAM PŘÍLOH .....                  | 59 |
| 8.1 VÝPOČET POHONU.....                 | 59 |
| 8.2 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE .....         | 59 |
| 8.3 PŘILOŽENÉ CD .....                  | 59 |
| 9. POUŽITÁ LITERATURA.....              | 59 |

## 1. ÚVOD

Manipulace s objektem představuje komplexní problém, kterým se nelze zabývat pouze v rámci jedné operace ale s ohledem na zbytek na zástavby. V praxi platí, že sériově řazené stroje mohou pracovat jen tak rychle, jak rychle pracuje nejpomalejší stroj. Proto musí být vždy snahou konstruktéra pamatovat na tuto skutečnost a nevěnovat značnou snahu pouze urychlování jedné operace, ale navrhovat stroj s ohledem na zbylou strojovou zástavbu. Konkrétněji s ohledem na dostatečnou zásobou, rychle dopravitelnou do stroje a vyložení předmětu tak, aby se vedlejší časy co nejvíce snižovaly. Tato skutečnost se promítá do celé práce a navržené konečné řešení z ní vychází.

## 2. CÍL PRÁCE

Jak vyplývá z názvu práce, hlavním cílem práce je navrhnout konstrukční řešení translační osy. Již v úvodu ale bylo zmíněno, že to nelze kvalifikovaně provést bez uvážení přípojovacích prvků. Pro kvalifikované určení vhodného řešení, byla práce rozdělena do několika částí.

V úvodní části nazvané úvod do problematiky, je upřesněno zadání a provedeno seznámení s manipulovaným objektem, jeho parametry a s pracovištěm, kde se daná manipulace odehrává.

V rešeršní části jsou uvedeny možnosti vyvození lineárního pohybu, soustředění této části je hlavně na aktuátorové pohony a možnost použití těchto jednotek, díky značným výhodám zkrácení výrobního i montážního času při realizaci konečného ústrojí. V rešeršní části je také představena alternativní možnost řešení v podobě vícevozikového systému. Novinka na trhu, která se ke konci roku 2016 teprve zavádí v Německu do provozu.

V části nazvané vlastní konstrukční řešení jsou aktuátorové celky začleněny do sestav a jsou navrženy jejich úpravy a umístění tak, aby co nejlépe vyhovovaly zadání. V této části je z navržených variant zvoleno pomocí více kriteriálního rozhodování jedno řešení. To je dále rozpracováno pomocí 3D software do modelů a doplněny jsou výpočty pro správné určení parametrů manipulátoru pro splnění zadání. Posledním krokem, pro splnění cíle je vypracování výkresové dokumentace do úrovně sestav a podsestav s kusovníky.

Práce si neklade za cíl navrhnout kompletní pracoviště s veškerými potřebnými prvky pro jeho chod, včetně snímačů a řízení. Přesto se snaží k tomuto celku co nejvíce přiblížit formou konstrukčních návrhů, kvalifikovaných předpokladů a ponecháním míst pro případnou montáž těchto prvků a to do takové míry, aby realizace tohoto stroje nepředstavovala větší zásahy do konstrukce, ale pouze doplnění již navrženého řešení.

### 3. ÚVOD DO ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

V této kapitole jsou shrnuty základní znalosti a fakta potřebná pro úspěšné návrhy vlastního řešení.

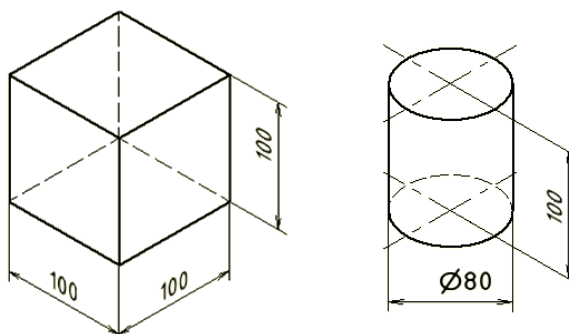
#### 3.1 KONKRÉTNÍ POŽADAVKY

Zde jsou určeny požadavky na translační osu podávacího zařízení, která představuje zadání této práce. Zadání práce nevychází z konkrétní úlohy dané poptávkou z průmyslu, ale je k ní přistupováno tak, jako by jí byla.

Translační osa slouží k manipulaci s objektem, na kterém se vykonávají různé operace. Princip funkce spočívá v naložení vozíku obrobkem, následuje vykonání čtyř posuvových délek s různou roztečí, na které vždy vozík musí zastavit, vykoná se blíže nespécifikovaná operace a pokračuje dále. Po vykonání poslední operace dojde k vyložení objektu a jeho návratu zpět do počáteční polohy. Tato práce je snahou o univerzální řešení, které se snaží počítat s různými druhy operací (montážní, obráběcí). Jako hlavní operace bylo zvoleno vrtání do objektu a s ním spojené vlivy a problémy které představuje, především pak stanovení upínacích sil.

##### 3.1.1 MANIPULOVANÝ OBJEKT

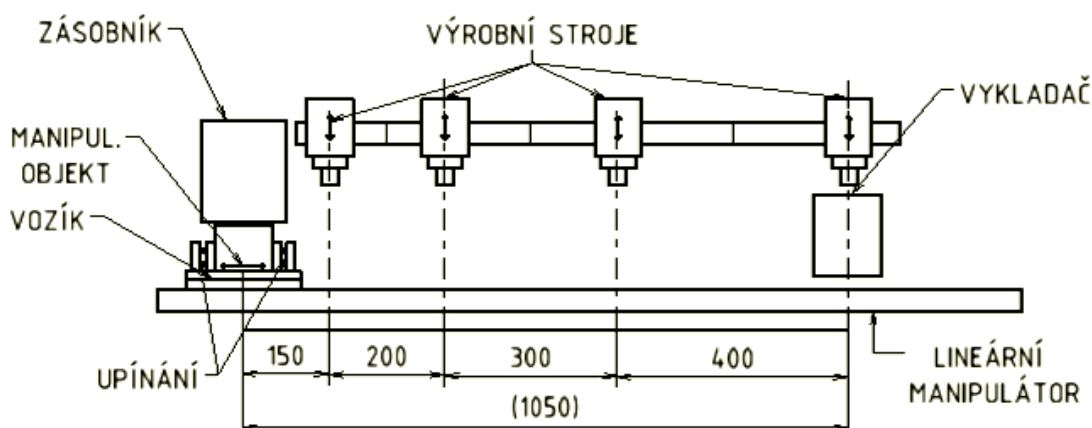
Manipulovaným objektem je ocelový hranol o rozměrech 100x100x100 mm cca 7,85 kg a válec Ø80-100 viz OBR. 3.1, jehož hmotnost je cca 3,94 kg.



OBR. 3.1 Manipulovaného objektu rozměry v [mm]

### 3.1.2 PRACOVIŠTĚ

Objekt je po dávkování ze zásobníku upevněn pomocí automatického upnutí na vozíku (viz OBR 3.2). Úkolem lineárního manipulátoru je přesunout objekt mezi montážními stanovišti vzdálenými od počátečního plnění **150, 350, 650 a 1050 mm**.

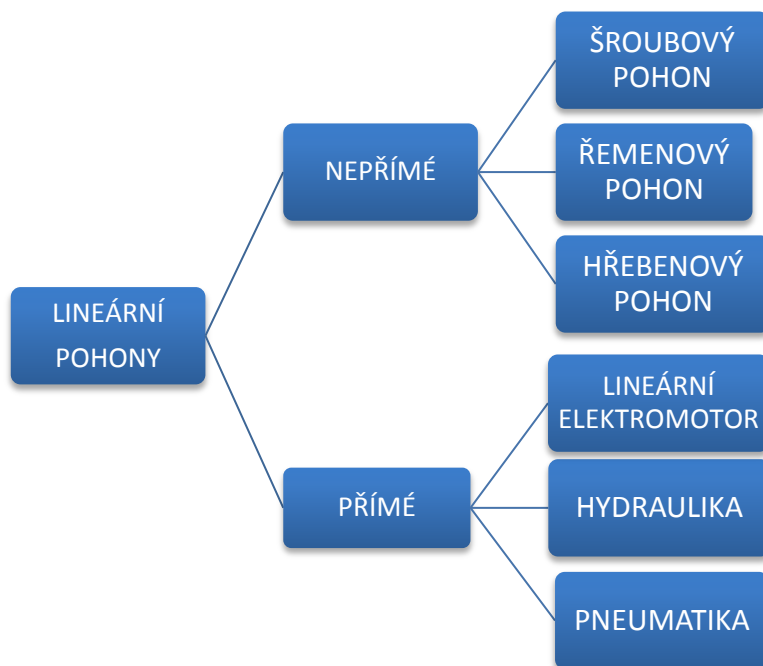


OBR. 3.2 Schéma manipulace v měřítku

Na každém z těchto stanovišť je vozík zastaven a výrobní stroj provede danou operaci. Jakmile vozík dojede do poslední polohy a vykoná se na objektu poslední operace, vykladač vyjme objekt, vozík se navrací do původní polohy a děj se opakuje. Toleranční přesnost – tolerance polohy při manipulaci s objektem na jednotlivých stanovištích nesmí překročit opakovanou hodnotu tolerance  $\pm 0,1$  [mm]. Časy pro jednotlivé operace na manipulátorech nejsou udány, požadavek ale je, aby se rychlost přesunu pohybovala okolo 1 [m/s].

## 3.2 POHON HLAVNÍ OSY

Na schematickém obrázku viz OBR. 3.3 je zobrazeno základní rozdělení vyvození lineárního pohybu. Ze schématu vyplývá, že je možno vytvořit translační pohyb dvěma způsoby. To buď PŘÍMO zařízením, které převádí energii (většinou tlakovou nebo elektrickou) na posuvný pohyb, nebo NEPŘÍMO pomocí mechanické transformace (základní mechanismy/transformační bloky). Tato práce se nezabývá detailním rozdělením a popisem všech prvků vyvozujících lineární pohyb, ale snaží se zachytit ty prvky, které by mohly být využity v aplikaci pro potřebný manipulátor a zbylé uvádí jen pro úplnost ve zkrácené verzi. [1]



OBR. 3.3 Schematické rozdělení možností vyvození lineárního pohybu

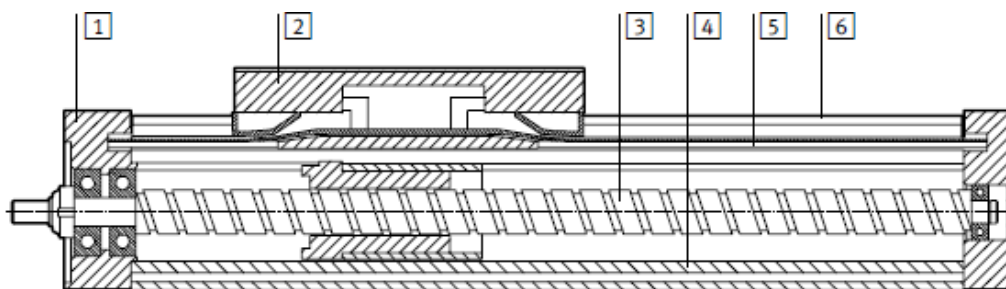
### 3.2.1 NEPŘÍMÉ POHONY

#### Šroubový převod

U šroubových převodů se používají nejrůznější typy závitů, nejčastěji je použito lichoběžníkových závitů (nebo metrických) a závitové matice. Translačního pohybu je docíleno otáčením šroubu spojeným s elektromotorem a převodovým ústrojím. Při otáčení se matice pohybuje v ose šroubu a vyvozuje translační pohyb.

#### Aplikace kuličkového šroubu v lineárním aktuátoru [4]

Na OBR. 3.4 jsou zobrazeny jednotlivé části pohonu manipulátoru s kuličkovým šroubem, který je přes matici spojen s jezdcem **2**. Pohyb jezdce po vodící liště **6** je řízen servomotorem s integrovaným inkrementálním rotačním, nebo externím lineárním odměřováním. Tento aktuátor je opatřen krycí páskou **5**, která zabraňuje přístupu hrubých nečistot ke šroubu. Mechanismus je uvnitř hliníkového profilu **6** a je opatřen víky **1**. Rychlost zobrazeného zařízení se liší dle použitého typu i ovladače motoru (řízení CMGA a CMM). Jako představitel byl vybrán lineární aktuátor firmy Festo. Vlastnosti viz TAB 1.1



OBR. 3.4 Funkční řez lineárního aktuátoru s kuličkovým šroubem [4]

#### Vlastnosti kuličkového lineárního aktuátoru firmy Festo (provedení z OBR. 3.4)

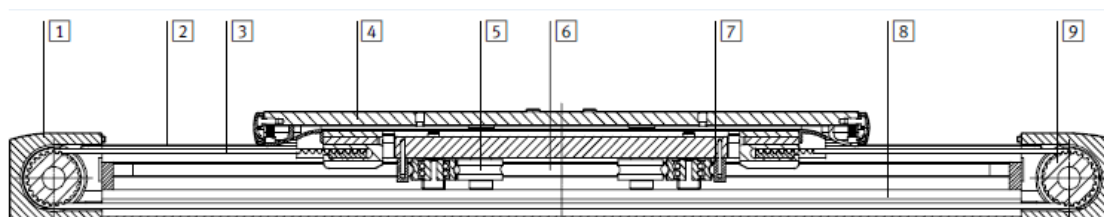
| Rychlost   | Zrychlení   | Opakovatelná přesnost | Max. délka zdvihu |
|------------|-------------|-----------------------|-------------------|
| Až 2 [m/s] | Až 20 [m/s] | Až 0,003 [mm]         | Až 3000 [mm]      |

TAB 1.1 Vlastností kuličkového aktuátoru [4]

## Řemenový převod

### Vyvození lineárního pohybu ozubeným řemenem (řetězem) [4]

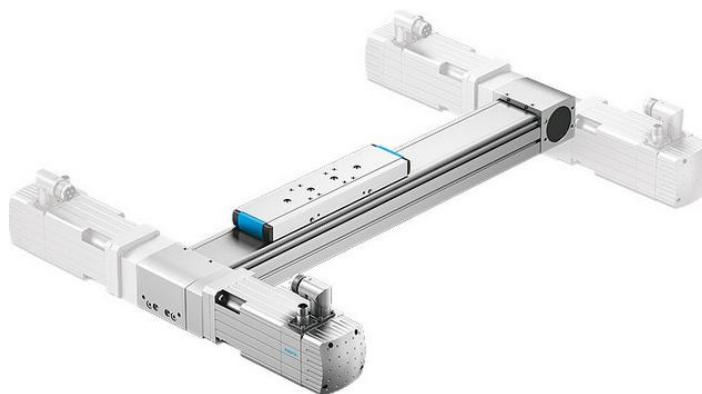
Princip činnosti řemenového manipulátoru spočívá v pohonu hnací řemenice **9** (viz OBR. 3.5), která je pevně spojena s motorem a pohání řemen **3**, který je napínán pomocí napínací řemenice umístěné na straně víka **1**. Jezdec **4** je připojen většinou pomocí přítlačné zubové desky k řemenu. Translačního pohybu je dosaženo otáčením řemenice. Jezdec se pohybuje po vedení, které se u přesnějších typů skládá z oběžného kuličkového vedení, nebo v tomto případě vodící tyče **6** a pojezdových kladek **5**. Dalšími částmi jsou profil **8**, krycí páska **2** a stírací kroužek **7**. Tohoto typu kladkového vedení se používá u menších zátěžích a přesnostech. Opakovatelná přesnost pohonu je mimo jiné významně ovlivněna tuhostí řemene a jeho předepnutím. [4]



OBR. 3.5 Funkční řez řemenového převodu [4]

Jako představitel bylo vybráno provedení od firmy Festo typ ELGA-TB-KF viz OBR 3.6, kde jsou naznačeny možnosti připojení pohonu k vedení. Krytí pohonu je shora zajištěno krycí kovovou páskou. Tento typ je primárně určen k použití v potravinářském průmyslu, kdy krycí páska a vytvoření podtlaku zaručují, že se mazací kapaliny nedostanou z vnitřní části pohonu (podtlak vytvořen nezaslepenými dírami pro šrouby v přírubách pro připojení pohonu). Vzhledem k použití ve strojní výrobě je možnost využít opačného principu a vytvořit přetlak ve vedení. Vzduch pak uniká netěsnostmi a nečistoty se jen obtížně dostávají do vedení. Vzhledem k nespecifikovaným druhům operací je vhodnější tento způsob případně použít pouze pro sekundární ochranu vedení a hlavní prvek krytí řešit externě.





*OBR 3.6 Řemenový převod FESTO ELGA-TB-KF s kuličkovými oběžnými pouzdry*

Řemen je v některých aplikacích narazen řetězem (méně přesné, větší síly). Princip funkce však zůstává stejný jako u řemenového, liší se v provedení pouze použitými řemenici a prvkem pro převod otáčivého pohybu na přímočarý.

**Vlastnosti řemenového převodu:**

| Rychlost   | Zrychlení | Opakovatelná přesnost | Max. délka zdvihu |
|------------|-----------|-----------------------|-------------------|
| až 2 [m/s] | 20 [m/s]  | 0,003 [mm]            | 3000 [mm]         |

*TAB 1.2 Vlastnosti řemenového aktuátoru [4]*

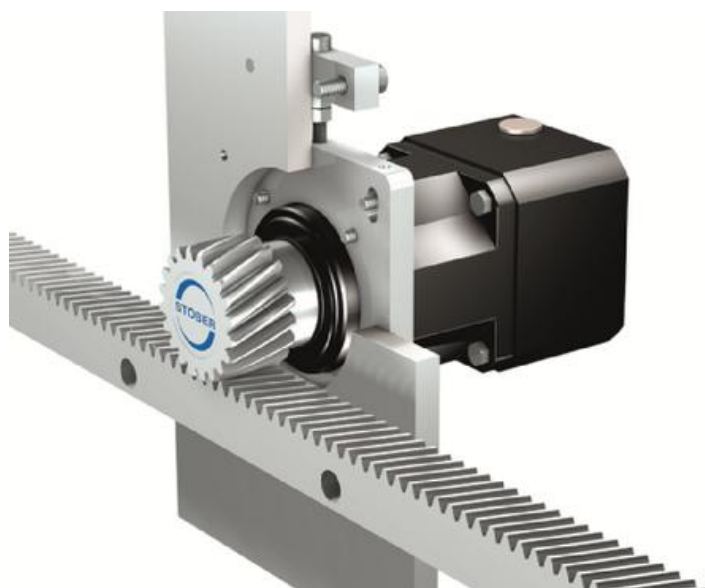
Jak převod kuličkový, tak řemenový nabízí firmy (Festo, HIWIN) v modulárním provedení, s velmi nízkým zástavbovým prostorem, snadnou možností připojení pohonu, snímačů, tlumičů a dalších prvků do připravených drážek. Tyto celky se vyznačují jednoduchou údržbou a vzhledem k modulárnímu provedení případnou úpravou prvků při změně výroby.

Vzhledem ke zkušenostem výrobců řemenových a kuličkových typů pohonů, nemá smysl se zabývat v této práci tvorbou lepšího provedení, ale rozhodnout mezi stávajícími, nebo případně navrhnout užití jiného, vhodnějšího způsobu řešení úlohy.

## Převod ozubeným hřebenem

Tento převod se skládá z rotačního elektromotoru, převodovky, která bývá integrována do pohonu, vedení, pastorku a ozubeného hřebenu viz OBR. 3.7 (převod může být řešen i pouze převodem z motoru na ozubený hřeben). U aplikací vyžadujících dlouhé vedení se jeví použití hřebenových převodů jako výhodné. Použití pouze jednoho hřebenového pohonu však zanáší do soustavy vliv vůlí v ozubení, proto se ve výrobních strojích a dalších aplikacích vyžadujících vyšší přesnost s výhodou využívají pastorky dva. První pastorek je užit k pohonu ústrojí, druhý pak k jeho předepnutí. [1]

Tento typ převodu je zde uveden pouze pro úplnost, protože jeho největší výhodou, kterou je dobrá přesnost i na vzdálenost několika metrů, u zadaného problému nelze využít. Převažují tedy nevýhody, kterými jsou větší cena, nutnost předepnutí pohonu a zvyšování pohybových hmot (pohon musí být součástí vozíku)



*OBR 3.7 Hřebenový převod s integrovanou planetovou převodovkou [14]*

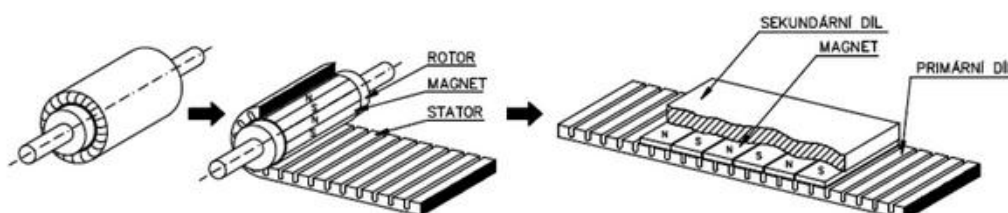
### 3.2.2 PŘÍMÉ POHONY

#### Lineární pohony s lineárními motory a elektromagnetickou přeměnou

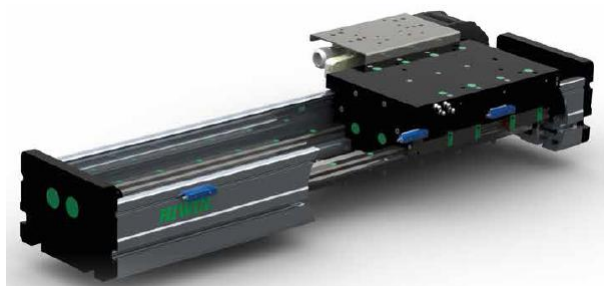
Lineární motory jsou elektromotory konstrukčně uzpůsobené tak, že nemají žádný vložený převod (ozubená kola, převody), posuvnou sílu vyvozují přímo působením elektromagnetických sil. Tato elektromagnetická síla vzniká mezi pohyblivým primárním dílem a pevným sekundárním dílem.

#### Princip funkce

Je stejný jako u rotačního elektromotoru viz OBR 3.8, kdy stator je rozvinut do roviny a tvoří tzv. primární díl. Rotor je také rozložen do roviny a tvoří díl sekundární. Magnety jsou rozloženy po délce tak, že se vždy střídá severní a jižní pól. Po přivedení řídicího proudu do primární části dojde ke vzniku magnetického pole mezi státorem a rotorem a dojde stejně jako u točivých motorů k relativnímu pohybu mezi oběma částmi - v tomto případě k lineárnímu. Úroveň proudu je pak možné ovládat rychlost pohybu. Celková délka pojezdu je určena délkou rozloženého statorového vinutí. Na OBR 3.9 je zobrazeno reálné použití elektromotoru v lineárním aktuátoru. [6]



OBR. [3.8] Obecný princip lineárního elektromagnetického motoru [6]



OBR 3.9 Aplikace lineárního elektromotoru v lineárním aktuátoru HIWIN[ ]

### **Možnosti použití elektromotoru:**

- Asynchronní lineární motory
- Synchronní lineární motory

### **Výhody použití lineárních pohonů:**

Přesné opakovatelné polohování přesahující rychlosti 20 m/s. Lepší dynamické vlastnosti a široký rozsah regulace posuvu. Jednoduchá konstrukce okolních dílů. [1]

### **Nevýhody lineárních elektromotorů**

Cena, která je zpravidla násobně vyšší než u soustav s rotačním elektromotorem. Zachycení velkých magnetických sil mezi primárním a sekundárním dílem. Menší posuvné síly a přívod energie. Tento problém vzniká kvůli vysokým rychlostem a energetickému řetězci, na který musí být koncipován, tak aby odolal vysokým rychlostem a mechanickému poškození. Tento druh pohonu vyžaduje vysoké nároky na chlazení a čistotu prostředí. [1]

## **Pneumatické lineární prvky**

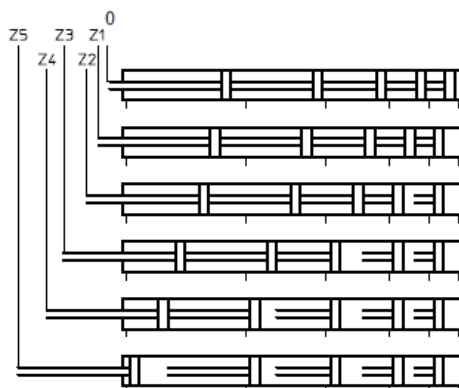
### **Použití vícepolohových sériových lineárních pneumotorů (postupové válce)**

Vzhledem k čtyřem polohám ze zadání bylo uvažováno o vyvození pohybu pomocí postupových válců viz. Obr. 3.10. Ve snaze najít co nejsnadněji říditelný a spolehlivý systém s co nejmenším počtem snímacích prvků, který bude zároveň plnit dané požadavky na rychlost přesunu, stabilní chod a toleranci polohy.



*OBR 3.10 Provedení postupového válce ADNM Festo[4]*

Princip postupových válců je vysvětlen na schématu, kde na OBR. 3.11 je možno vidět třípolohovou variantu. První polohy vysunutí z 0 do Z1 je dosaženo napuštěním tlakového vzduchu do prostoru pod píst prvního válce. Polohy Z2 pak napuštěním vzduchu pod druhý válec atd.

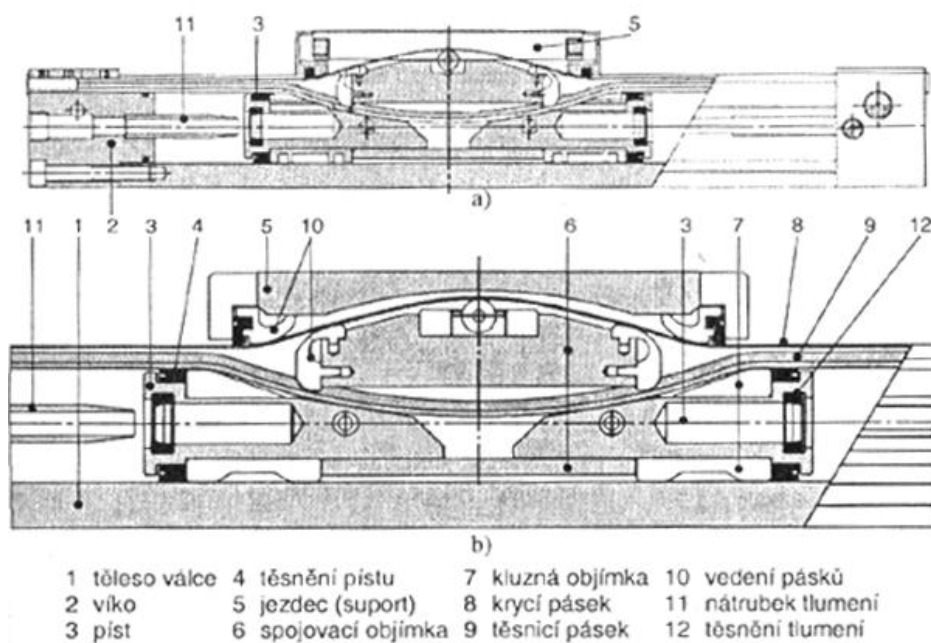


OBR. 3.11 Schéma vysouvání postupových válců[4]

Vícepolohové lineární pneumatory ADN od firmy Festo plní požadavky na rychlý přesun díky pneumatickému pohonu, volbou velikosti plochy pístu je pak možno ovlivnit tuhost dané polohy, rychlost (případně tyto prvky upravovat s použitím jednoduché řídicí techniky) a je možno objednat jednotlivé postupové válce přímo v potřebných délkách pro danou aplikaci. Při použití postupových válců (ADNM) zapojených do série však značně vzrůstají zástavbové rozměry, protože musí platit, že každá poloha musí obsahovat součet poloh předchozích. To znamená, že pro polohy ze zadání 150, 200, 300, 400 mm by byly potřebné zástavbové rozměry 2200 mm (pouze pro uložené válce v poloze 1). Navíc jsou tyto válce jen velmi málo přesné – polohování s toleranční  $\pm 0,5$  mm (až jednotky mm) a obtížně seřiditelné. Řešením problému s velkou zástavbou sériového provedení, by mohlo být zařazení válců paralelně, problém s nízkou toleranční přesností je ale řešitelný jen obtížně.

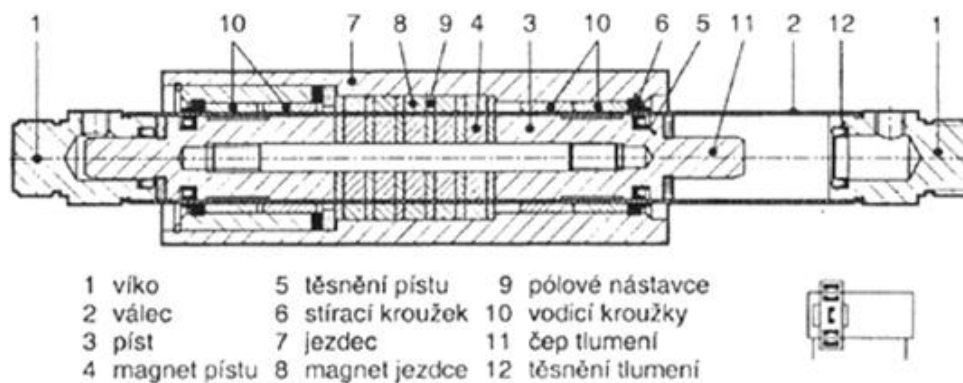
## Bezpístnicové pneumotory

Princip jejich funkce je podobný s pístnicovými, tlakový vzduch hnaný pod plovoucí píst pneumotoru expanduje a píst bez pístnice je uveden do pohybu. Jeho hlavní předností je často více než poloviční zástavbový prostor oproti pístnicovému. Na OBR 3.12 je uveden bezpístnicový pneumotor s mechanickou vazbou, ze kterého je možno vyčíst jedno z možných konstrukčních provedení a těsnění pístu. Plovoucí píst **3** je spojen s mechanickým jezdcem **5**, který se pohybuje v prostoru válce v tělese **1**. Píst se skládá ze dvou částí, které jsou zachyceny ve spojovací objímce **6** a tvoří jeden celek s jezdcem. Píst je ve válci veden kluznými objímkami, které vedou a zároveň těsní prostor pístu. [9]



OBR. 3.13 Pneumotor s mechanickou vazbou [9]

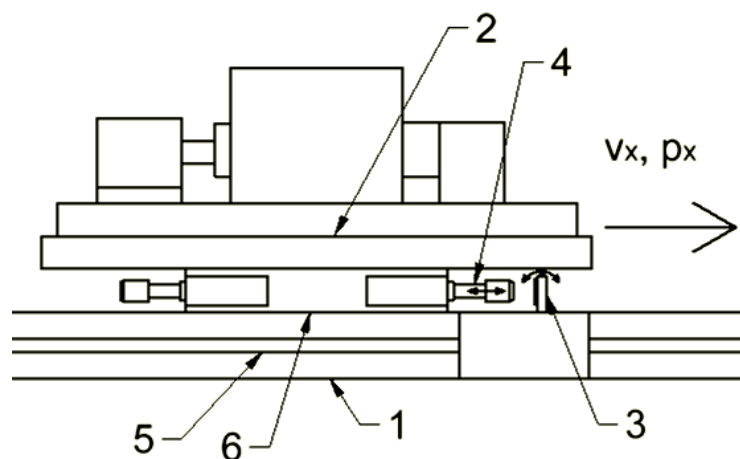
Mechanický způsob spojení mezi pístem a jezdcem představuje jednu z možných vazeb. Další řešení umožňuje použití elektromagnetické vazby viz. OBR. 3.13. Oproti pístnicovému motoru u tohoto typu nedochází k objemovým ztrátám a plovoucí píst nepřichází do styku s okolím. Jelikož je jezdec spojen elektromagnetickou vazbou s válcem, působením síly dojde k rozpojení. Velikost této síly se liší dle použitého provedení (příklad: Ø12 zdvih 10-1200 mm, rozpojovací síla  $F=100\text{ N}$ ; Ø40 zdvih 10-4000 mm rozpojovací síla  $F=1050\text{ N}$ ) [9]



OBR. 3.13 Bezpístnicový magnetický pneu motor s magnetickou vazbou typ DQO [9]

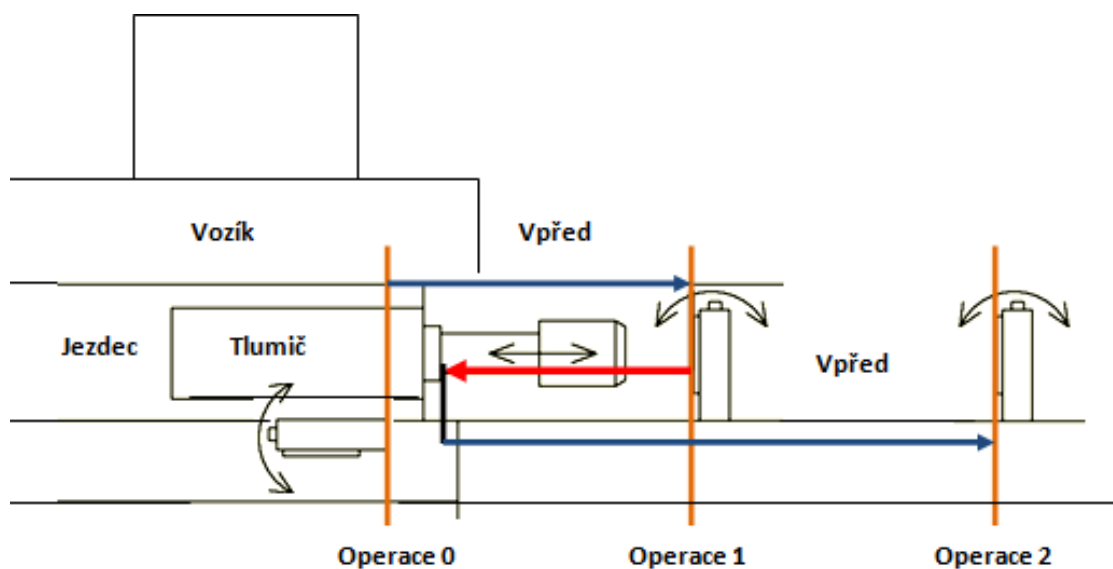
### Zastavování pneumotoru v mezipolohách (standardní řešení)

Princip zastavení a opření o doraz je patrný z OBR. 3.14 a OBR 3.15 a skládá se z pneumotoru s řízeným zdvihem **1** spojeného přes jezdec **6** s vozíkem **2**, který přijede rychlostí  $v_x$  k pohyblivému dorazu **3**, přimontovanému do drážky **5** umístěném v tělese **1** a opře se tlumičem do dorazové plochy **4** umístěné na vozíku. Přídržná síla je odvozená z tlaku na píst  $p_x$ .



OBR. 3. 14 Schéma řešení mezipoloh, vlevo celek, vpravo detail na tlumič a dorazový prvek

Vlivem vůlí v uložení dorazu a síly dojde k jeho posunutí ve směru pohybu vozíku. Vzhledem k tomu, že se jedná pokaždé o stejně velký posun dorazu, dá se s tímto posunutím při seřizování počítat a vzhledem k možnosti axiálního nastavení dorazu přes drážku v konstrukci aktuátoru vůle vymežit. Tím vznikne předepnutá soustava s vymezenou axiální odchylkou manipulace. Po vykonání operace a při požadavku na pokračování přesunu v předešlém směru operace dostane aktuátor signál k opačnému směru viz OBR. 3.15 červená šipka zpět. Dojde v aktuátoru k povolení tlaku  $P_x$ , vozík odcestuje zpět do vzdálenosti pro bezpečné sklopení dorazu **3**, aby se zářezový pneumotor mohl zasunout a nepřekážel mu tak v cestě tlumič **4**. Po zasunutí dorazu **3** (trajektorie zasunutí/vysunutí je oblouková) vozík pokračuje dále. [10].



OBR 3.15 Schéma sklápění dorazů při požadavku na pokračování v pohybu

První poznatkem k funkci je, že v případě užití pneumotoru bez odměřování, by bylo nutno použít značné množství externích snímačových prvků pro určení správné polohy vozíku. Tato skutečnost vede k použití pneumotorů s odměřováním. Dalším poznatkem je, že vozík se musí vracet, před každým přejezdem. Díky této skutečnosti se zpomaluje rychlost přesunu a kmitání při rychlých přejezdech a krátkých výrobních operacích značně zhoršuje dynamické vlastnosti celku.



Jako představitel řízeného provedení byl zvolen typ Festo **DGCI** s kuličkovými oběžnými pouzdry. Hlavní části pohonu viz OBR. 3.16: odměřování **1**, spojky **2** pro přívod tlakového vzduchu na obě strany pístu, **3** tlumení v koncových polohách, **4** upevnění pohonu za profil, **5** vedení, **6** jezdec s chráněným vedením oběžných kuličkových pouzder. [4]



OBR. 3.16 Lineární řízený bez pístnicový pneumotor DGCI [4]

**Vlastnosti přímočarého pneu motoru DGCI s odměřováním Festo [4] (z OBR. 3.16)**

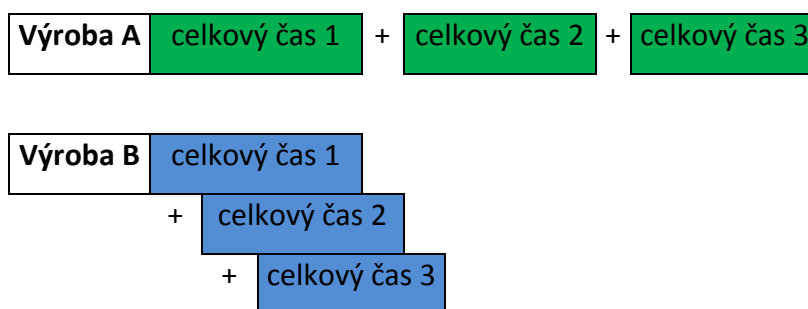
| Rychlost   | Opakovatelná přesnost                 | Max. délka zdvihu |
|------------|---------------------------------------|-------------------|
| Až 5 [m/s] | $\pm 0,2$ [mm]<br>(pouze s CPX-CMAX)) | Až 5000 [mm]      |

TAB 1.3 Vlastností kuličkového aktuátoru [4]

### 3.2.3 VÍCEVOZÍKOVÉ SYSTÉMY (MCS)

Doposud uvedené prvky představovaly možnosti jak vyvodit lineární pohyb tak, aby se obrobek pohyboval rychlostí přibližně 1 m/s a zároveň plnil požadavky na požadavky na přesnost 0,1 mm. Takto uvažované systémy mají smysl pro relativně levné přesunování objektu (v závislosti na použitém typu), ale nezohledňují vytíženost strojů. Jejich hlavním cílem je provést přesuny co nejrychleji. Při bližším pohledu na schéma manipulace viz OBR 3.17 je patrné, že při úvaze jen jediného vozíku s obrobkem, bude pracovat vždy jen jediný stroj a zbylé nebudou využity. Pro úlohy s rychlými operacemi to nepředstavuje vážný problém, ale při operacích vyžadujících více času (vrtání, svařování,...) a hromadné výrobě je problematika rychlosti přesunu druhořadá. Hlavním úlohu hlavního problému přebírá vytíženost strojů.

O kolik bude výroba rychlejší, ukazuje značně zjednodušená tabulka *OBR 3.17* pro výrobu, která zobrazuje celkový čas na výrobu 3 součástí. Metodou jednovozikového přesunu A a metodou vícevozikového přesunu B. Zjednodušení je v uvažování stejných časů na operaci i přesuny. Více vozíkový systém se může pohybovat jen tak rychle, jak rychle se pohybuje nejpomalejší člen (operace/přesun), přesto při sériové výrobě bude vždy rychlejší.

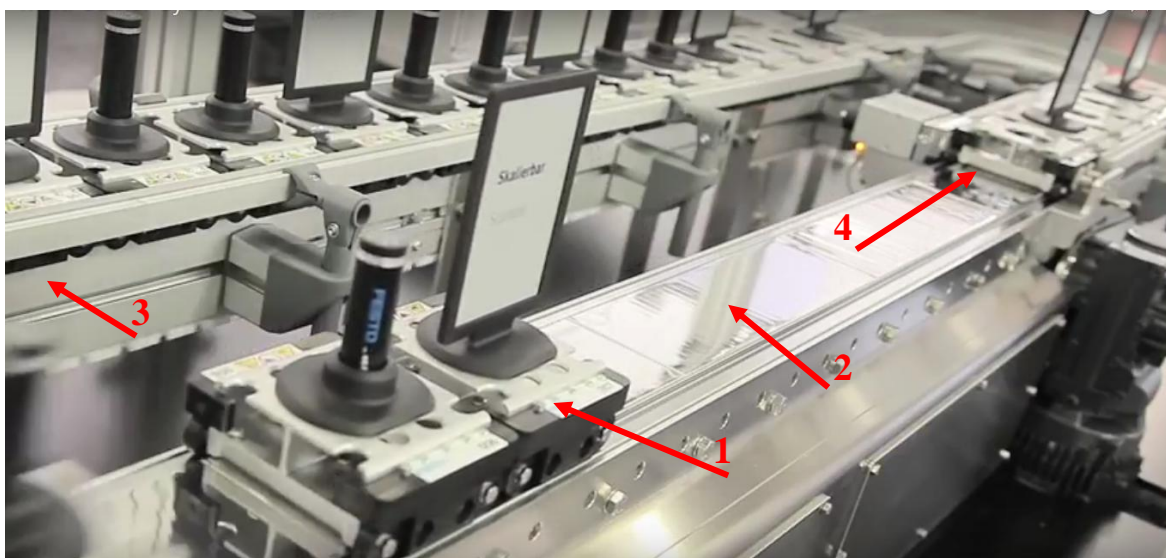


*OBR 3.17 Výroby 3 dílů s použitím jednoho vozíku – A a více vozíkového systému B*

Řešením tohoto problému by mohly být systémy se spojenými nosiči, s posunem zajištěným pomocí jednoho pohonu – posun vždy o jednotnou délku. Upnutí na každém stanovišti, nebo přímo na vozíku. Zadání manipulace ale takové řešení neumožňuje, kvůli rozdílným délkám v přesunu je nutno použít takové řešení, které umožňuje různé přesunové délky. [10]

### Řešení rozdílných přesunových délek

Jedno z možných řešení je předvedeno na vícevozikovém systému firmy Festo (MCS) na OBR. 3.18. Systém se skládá z vozíků s vlastním upínáním **1**, lineárních elektromotorů **2**, trati pro přesun **3**, zásobník vozíků **4** a řídicího systému. Tento systém manipulace umožňuje řízení každého z vozíků na lineárních elektromotorech zvlášť. Tím zajišťuje rozdílné přesunové vzdálenosti a využití všech strojů v úloze. Jelikož vozíky cestují ve smyčce a řadí se v zásobníku vozíků **4**, tak se čas pro naložení a vyložení zkracuje na minimum (na nulu pokud je dráha tak navržena) a celý systém je maximálně produktivní. [4]



OBR. 3.18 Horizontální více vozíkový systém [4]

Vícevozikových systémů je celá řada, hlavní jejich nevýhodou je cena, která mnohanásobně převyšuje jednovozíkové řešení problematiky a je vhodné spíše do hromadné výroby. Tato práce si proto klade za cíl zkonstruovat funkční levnější manipulátor s prvky minimalizujícími vedlejší časy.

Vysoké produktivity by mohlo být dosaženo i při použití složitějšího manipulátorového systému, který by předával polotovary mezi jednotlivými automatickými svěráky, nebo jednoho manipulátoru (kdyby časy pro jednotlivé operace byly dostatečně dlouhé).

## 4. VLASTNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole jsou nejdříve představeny zásobníky z předchozí kapitoly 3.2 a pohon hlavní osy. V závislosti na parametrech manipulace, bylo rozhodnuto o použití aktuátorových pohonných jednotek. Kvůli svým vlastnostem a porovnáním s již existujícími konstrukčními celky, byl zvolen řemenový pohon spolu s bezpístnicový pneumotor s upravenými dorazy jako možnou levnější alternativou. Tyto aktuátory jsou ve třech variantách začleněny spolu se zásobníky a výložníky. Představen je princip jejich činnosti a následuje shrnutí jejich výhod/nevýhod.

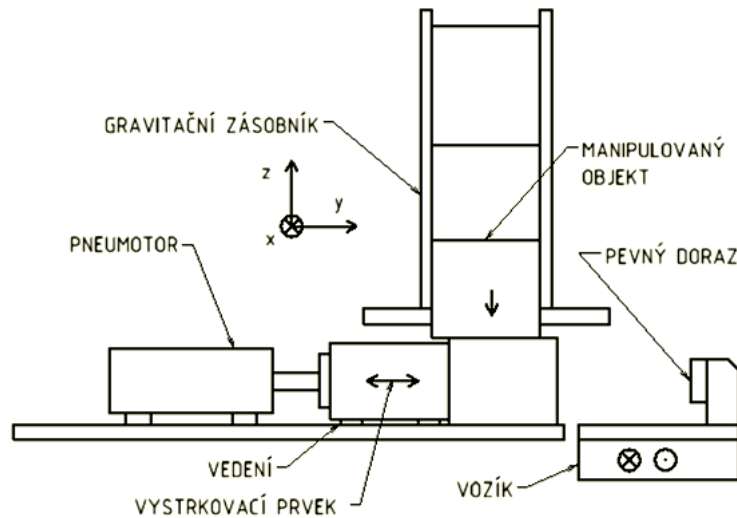
### 4.1 NÁVRHY ŘEŠENÍ

#### 4.1.1 ZÁSObNÍKY

Slouží pro zásobení strojů polotovary. Rozdělují se na MEZIOPERAČNÍ - poskytují menší zásobu polotovarů, většinou vyrovnávají zásobu po předchozích operacích na předchozích strojích. OPERAČNÍ – jejich úkolem je zásobit stroj tak, aby nevznikaly nejen větší časové prodlevy při čekání na operace předchozí strojové zástavby, ale často tak, aby po naložení zásobníku mohl stroj dlouhodobě automatizovaně pracovat.

#### **Mezioperační zásobník gravitační (kazetový), plnění vozíku pneumotorem**

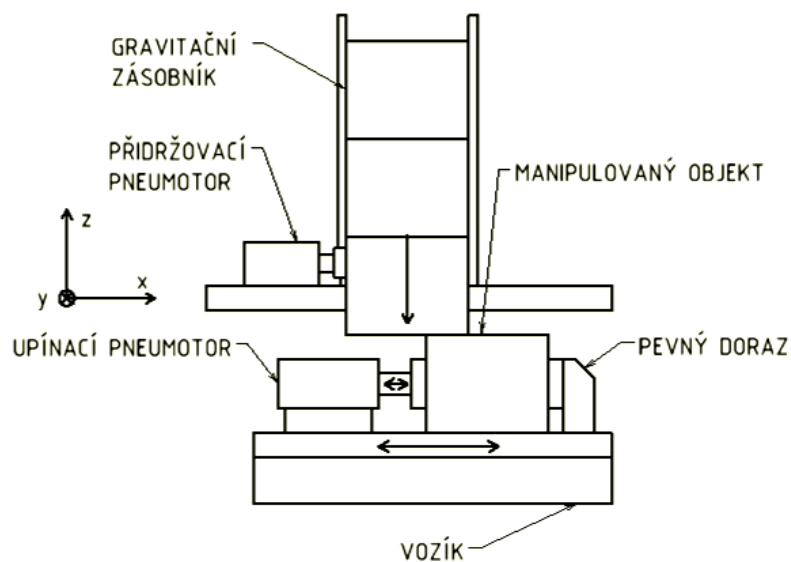
Byl uvažován kazetový gravitační zásobník, princip viz. OBR. 4.1 Jeho hlavní výhoda spočívá v jednoduchém spolehlivém provedení s použitím pneumatického motoru, který spolu s vystrkovacím prvkem posouvá obrobky umístěné v gravitačním zásobníku přímo do vozíku, kde se dostrčením do dorazu vymezí poloha v ose  $y$  a vysunutím upínacího prvku na stolu se vymezí poloha v ose  $x$  (směr pohybu manipulátoru). Jeho nevýhoda spočívá v menším množství polotovarů, které na sebe lze vyskládat. Vzhledem funkci mezioperačních zásobníků - dorovnávat nerovnoměrnou zásobu z předchozích operací, to ale nepředstavuje větší problém.



OBR. 4.1 Mezioperační zásobník gravitační, plnění vozíku pneumotorem

### Mezioperační zásobník gravitační, plnění vozíku gravitačně

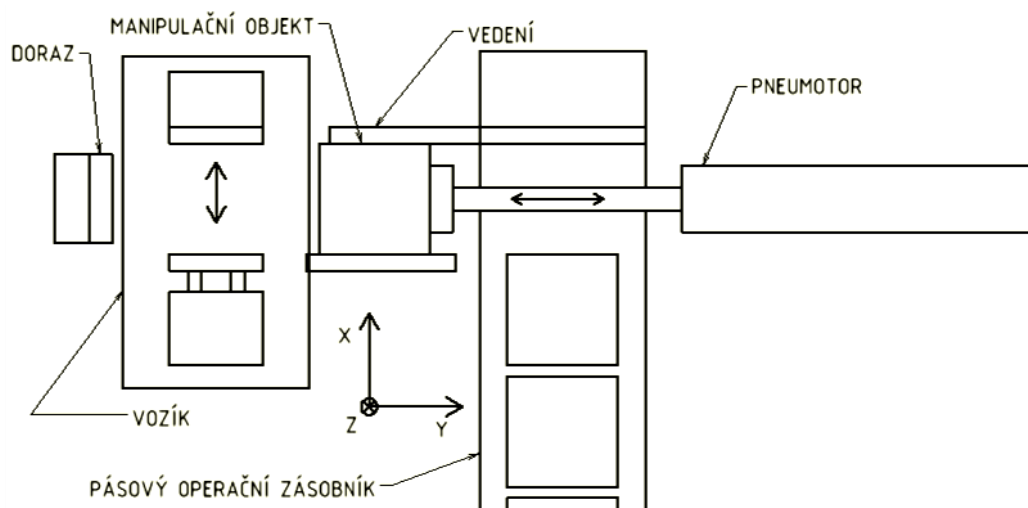
Princip funkce viz. OBR. 4.2 vozík přijede pod gravitační zásobník, přidržovací válec uvolní polotovary, upínací prvky na vozíku provedou upnutí v ose  $x$  i  $y$ . Přidržovací válec sepne obrobky a vozík se dá do pohybu. Systém plnění je velmi rychlý, stejně ale jako předchozí typ umožňuje zásobu pouze několika polotovarů kvůli výškovému omezení.



OBR. 4.2 Mezioperační zásobník gravitační, plnění vozíku gravitačně

### Operační pásový zásobník

Princip zobrazen na OBR. 4.3: Manipulovaný objekt je skladován na poháněném pásu, po kterém docestuje do vedení. Odkud je pak pneumotor vystrčen do pevného dorazu (vymezení v ose  $y$ ) a pneumotor umístěným na vozíku upnut v ose  $x$ . Pás je v činnosti, pouze když je pneumotor v zasunuté poloze. Pás je poháněn stále, pokud je pneumotor zasunut a vozík je v činnosti, pokud dojde k dosednutí polotovaru na zadní vedení, pás se protáhne. Tím je docíleno optimálního naplnění pásu a vždy připraveném polotovaru pro přesun do vozíku.



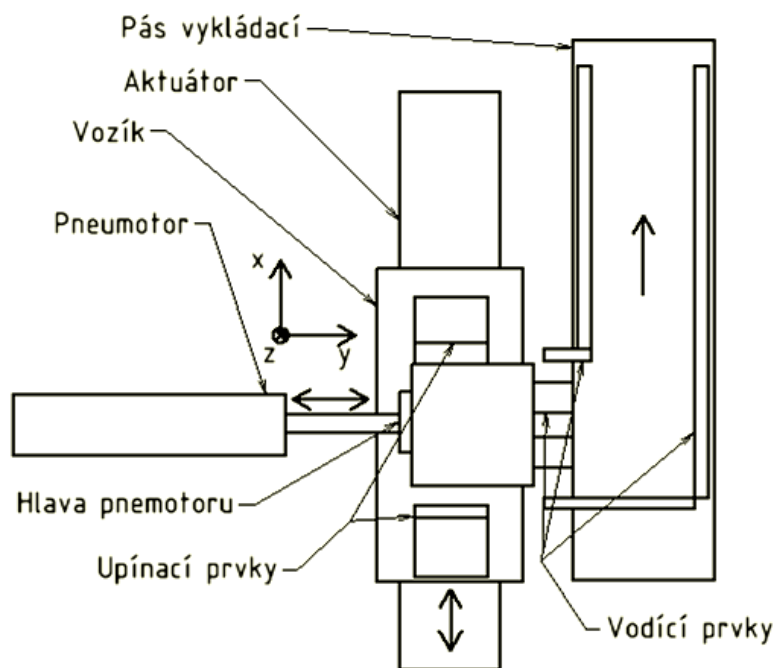
OBR. 4.3 Operační pásový dopravník

## 4.1.2 VÝLOŽNÍKY

Úkolem výložníku je v co nejkratším čase vyložit objekt z vozíku (a kvůli požadavkům na automatizovatelnost) i umožnit čištění pro následné další plnění zařízení polotovarem. Za tímto účelem byla navržena dvě unikátní řešení.

### Pásový výložník vystrkovací

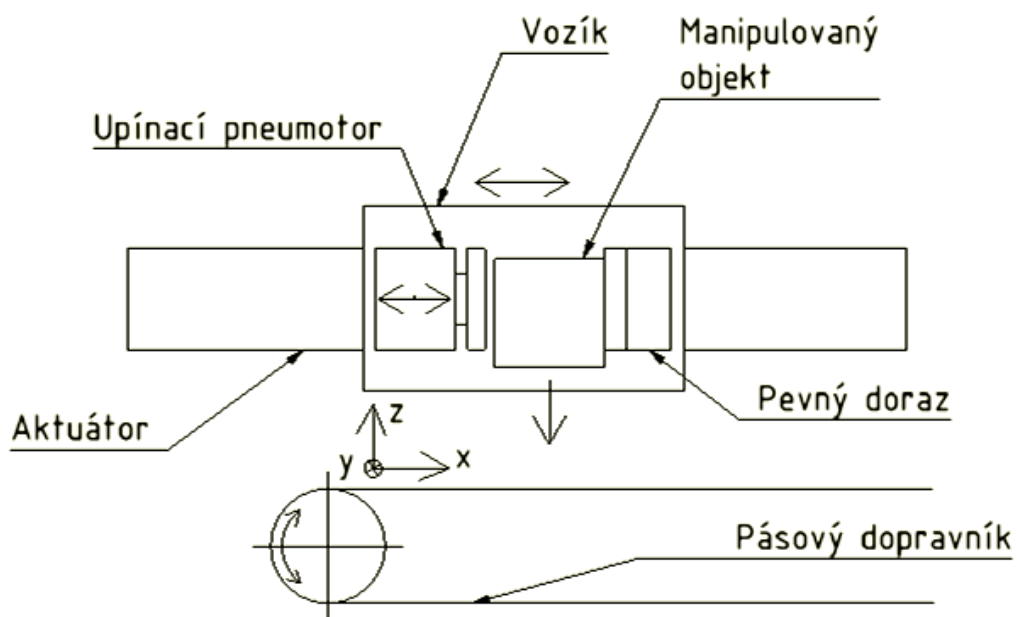
Po provedení poslední operace dojde k povolení upínacích prvků na schématu výložníku na OBR 4.4 a pneumotor provede vysunutí manipulovaného objektu z vozíku na vykládací pás, na který je naváděn vodícími prvky. Při pohybu pneumotoru vpřed/vzad při vystrkování, je možno zároveň vozík čistit, pokud bude hlava pneumotoru vybavena skupinou kartáčů a stěrek. Jakmile vykoná pneumotor pohyb vpřed a vzad (zpět do výchozí polohy), aktuátor převezve vozík do polohy pro nakládání.



OBR. 4.4 Pásový výložník vystrkovací

### Gravitační pásový výložník

Při vykládání vozíku dojde pouze k povolení upínací síly a manipulovaný objekt působením gravitačních sil spadne na pásový dopravník. Tím je umožněn nejen rychlý odchod objektu z vozíku, ale i odchod nečistot po výrobních operacích z pracovního prostoru.



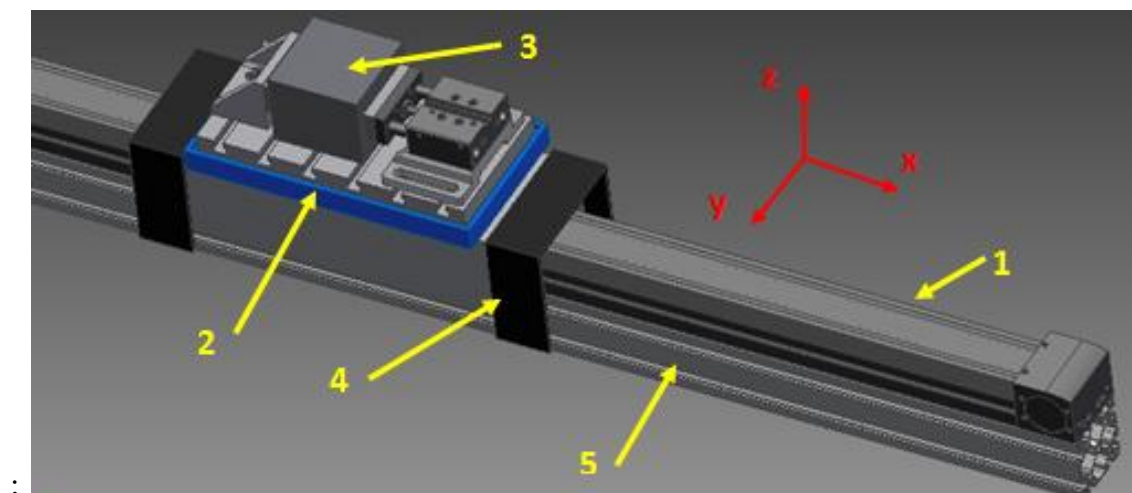
OBR. 4.5 Gravitační pásový výložník



### 4.1.3 VARIANTA Č.1

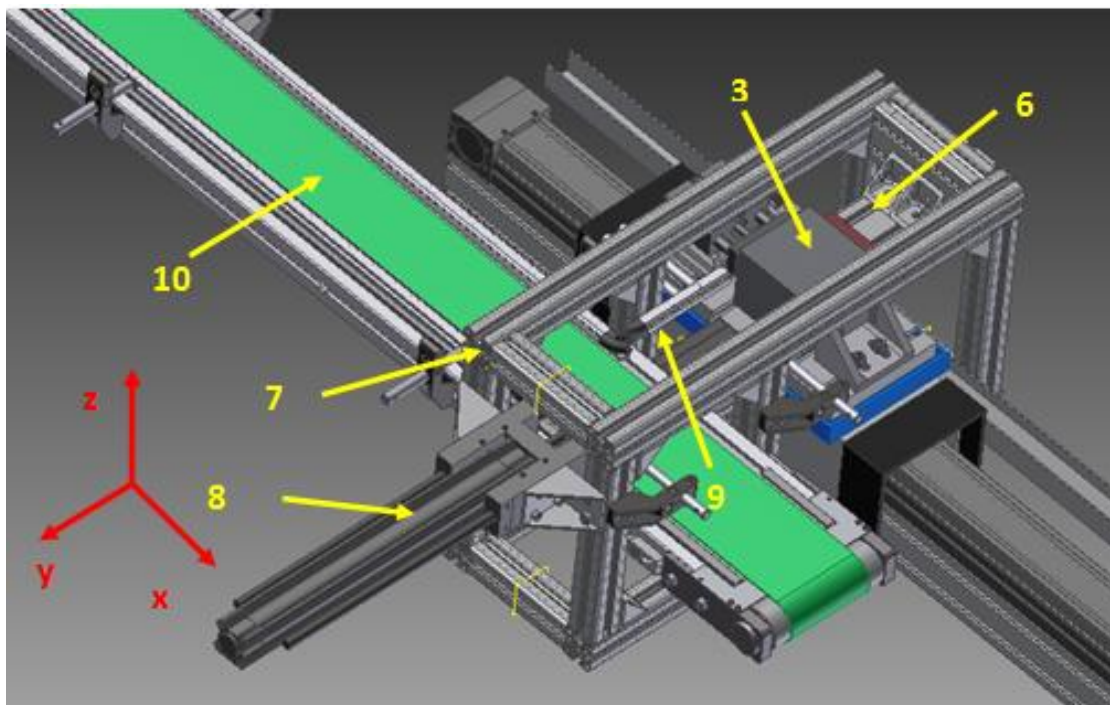
#### Řemenový aktuátorový pohon s vozíkem umístěným horizontálně

Toto řešení s výhodou vychází z řemenového aktuátoru popsaného v řešeršní části. Pro snadnější přehlednost bylo rozděleno do několika obrázků. Na OBR 4.6 je zobrazen aktuátor s řemenovým pohonem **1** (pohon servomotorem) s připojeným vozíkem **2** a upevněným objektem **3**. Řízení pohonu a jednotlivých poloh (zastavování) přes řídicí jednotku a software Festo. Krytování stroje je vyřešeno krycími měchy (pozice **4** příruba pro měchy, připojená na plechování). Na obrázku je aktuátor podložen profilem Item **5**

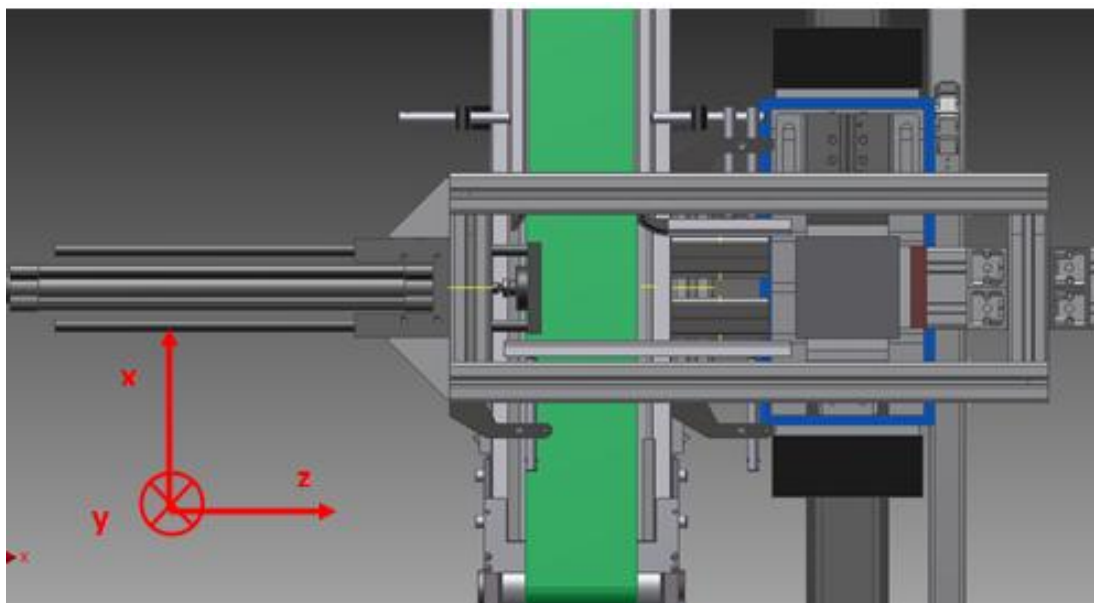


OBR. 4.6 Řemenový aktuátor s připojeným vozíkem

Naložení vozíku obrobkem vychází z použití operačního pásového zásobníku zobrazeného na OBR 4.7 a OBR 4.8 (4.1.1 Zásobníky). Toto uspořádání vyžaduje použití pevného dorazu **6** umístěného v rámu **7** stroje, na který je dotlačen manipulovaný objekt **3** pomocí lineárního pneumotoru s vedením **8**. Objekt je po dobu dopravy po pásu veden stavitelnými prvky firmy ALUTEC **9** (firma poskytla model pásového dopravníku **10** vhodného pro zadanou manipulaci). Vodicích prvků je dále užito k jeho navedení do vozíku.

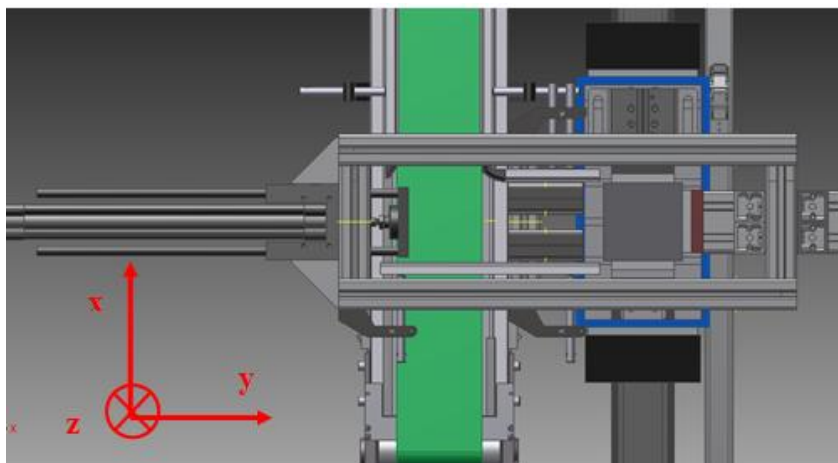


OBR. 4.7 Sestava zásobníku s řemenovým aktuátorem v pohledu



OBR. 4.8 Sestava zásobníku s řemenovým aktuátorem v shora

Použití pásového vystrkovacího výložníku pro vyložení objektu (popis v kapitole 4.1.2 Výložníky). Přibližné modelové zobrazení je předvedeno na OBR 4.9. Využívá upravených prvků stejného typu jako zásobník.



OBR. 4.9 Pohled shora na koncepci vykládacího systému

Z umístění aktuátoru vodorovně vychází jeho výhody, ale také nevýhody. Při vodorovném umístění lze jen obtížně řešit třískové hospodářství a odtok řezných kapalin, při větším množství obrábění by mohlo docházet k jejich hromadění ve výložníku nebo na měchovém krytu pohonu. Čištění vozíku může být řešeno montáží systému kartáčů a stěrek do vystrkovacího mechanismu nebo připevněním k jiným částem rámu (prvky rámu ITEM umožňují snadnou montáž dodatečných prvků do drážek).

Při převaze montážních operací na výrobním stroji by toto uspořádání dokázalo zajistit jak rychlou manipulaci, přesnost (aktuátor s praxí ověřenou funkčností), tak relativně rychlé naložení i vyložení objektu.

## **Výhody**

- Vyzkoušená konstrukce, zaručeně splňuje parametry
- Umožňuje značné síly v ose **z**
- Nízké náklady na činnost kvůli velké efektivitě a použití elektrické energie
- Variabilita

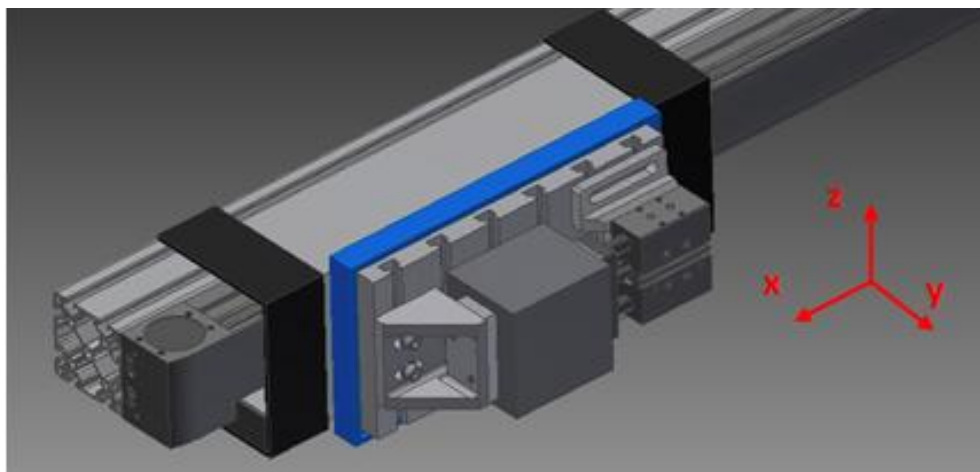
## **Nevýhody**

- Špatně řešitelné třískové hospodářství v automatizované výrobě
- Cena
- Nejistota důkladného vyčištění vozíku při vystrčení objektu
- Nemožnost automatizované tvorby průchozích děr bez dalších přípravků

## 4.1.4 VARIANTA Č.2

### Řemenový aktuátorový pohon s vozíkem umístěným vertikálně

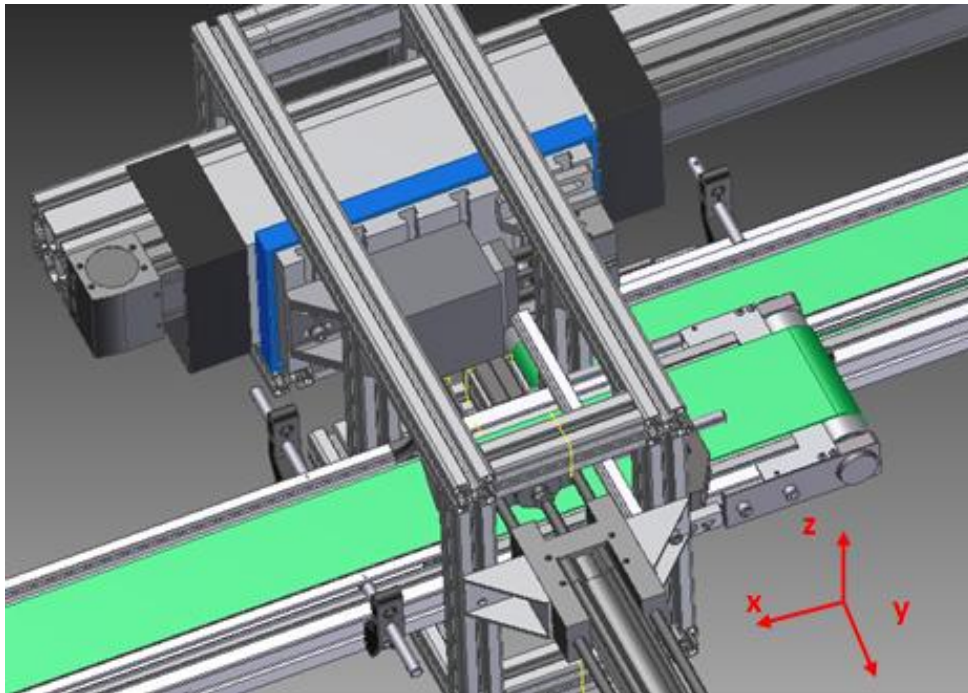
Varianta s vertikálně umístěným vozíkem na OBR. 4.10 částečně vychází z předchozí Varianty č. 1 (stejně hlavní části pohonu) a snaží se odstranit její nedostatky.



OBR. 4.10 Vertikálně umístěný řemenový aktuátorem

Zásobník je řešen obdobně s předchozí variantou. Zde je doraz v ose  $y$  tvořen samotným vozíkem viz. OBR. 4.11, navádění objektu do vozíku se taktéž shoduje. Rozdíl přichází při vykládání objektu z vozíku. V tomto případě je vozík vyložen gravitačním pásovým výložníkem (Výložníky 4.1.2). Objekt spadne na pás, a je unášen spolu s třískami. Jeho další cesta, počínaje vyjímáním z pásu není součástí práce.

Navržené uspořádání řeší problém s odvodem třísek, ale klade větší nároky na velikost aktuátorového prvku a větší nároky na konstrukci rámu. Krytování (i popis) je principiálně shodné s variantou č. 2.



*OBR. 4.11 Plnění vertikálně umístěného řemenového aktuátoru*

### **Výhody**

- Vyzkoušená konstrukce, zaručeně splňuje parametry
- Řeší odvod třísek
- Umožňuje vrtat průchozí díry
- Méně náchylný k nečistotám
- Nízké náklady na činnost kvůli velké efektivitě a použití elektrické energie
- Rychlejší vyložení
- Variabilita

### **Nevýhody**

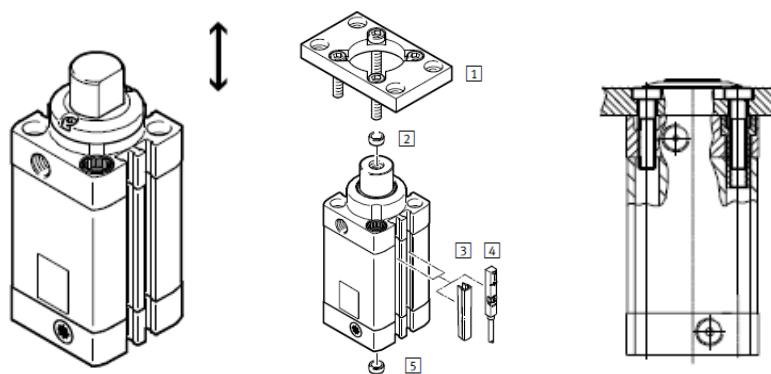
- Nutnost pořízení řídicí jednotky
- větší velikost aktuátoru
- Požadavek na prostorový rám
- vyšší cena
- Neumožňuje značné síly v ose z (limitace především kvůli velikosti upínacích sil)

### 4.1.5 VARIANTA Č.3

#### Řízený lineární pneumotor s odměřováním a navrženou úpravou mezipoloh

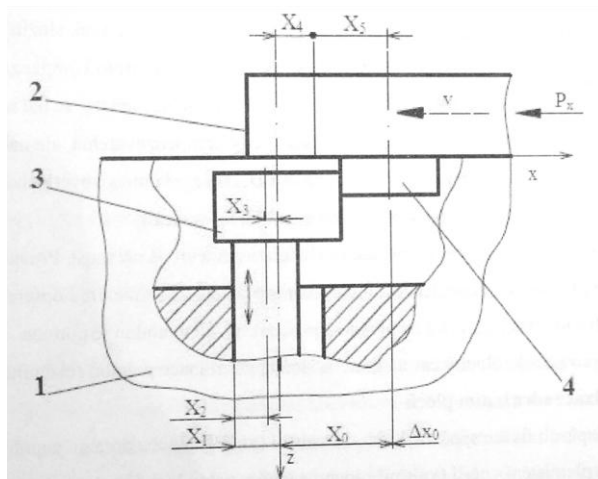
V rešeršní části bylo představeno toto řešení s použitím běžných prvků pro jeho polohování a řízení. Hlavní nevýhodou bylo, že mezi cykly musel pohon vykonat cestu zpět od zarážky, aby se mohla sklopit a pak teprve cestu vpřed.

Navržená konstrukční úprava vychází z použití robustního jednočinného zarážkového válce DFSP Festo viz OBR. 4.12 vlevo, který je vybaven obdélníkovou dosedací plochou pro správné dosednutí dorazového prvku. Ve středu jsou vyobrazeny prvky pro uchycení do rámu stroje, vpravo jeho montáž pneumotoru do konstrukce.

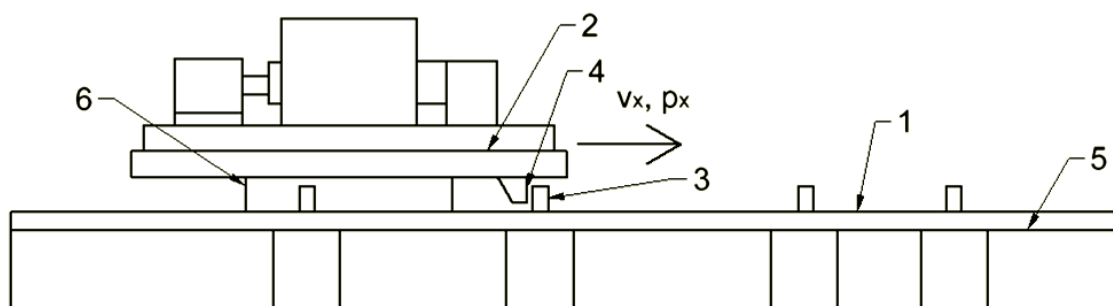


OBR. 4.12 Zarážkový pneuválec DFSP, ve středu přidavné periferní prvky, vpravo schéma montáže [4]

Polohování je docíleno systémem externích dorazů a tlumičů. Princip je patrný z OBR. 4.13 a OBR 4.14. Skládá se z pneumatického lineárního řízeného aktuátoru **5** (jeho detailní popis je v rešeršní části), spojeného přes jezdec **6** s vozíkem **2**, který přijede dojezdovou rychlostí  $v_x$  k pohyblivému dorazu **3**, umístěném v rámu **1** a opře se do ní do dorazové plochy **4** umístěné na vozíku. Síla je odvozená z tlaku na píst  $p_x$  (opření o doraz).



OBR. 4.13 Princip dorazového mechanismu [10]  
(systém číslování popsanych prvků totožné s OBR 4.14)

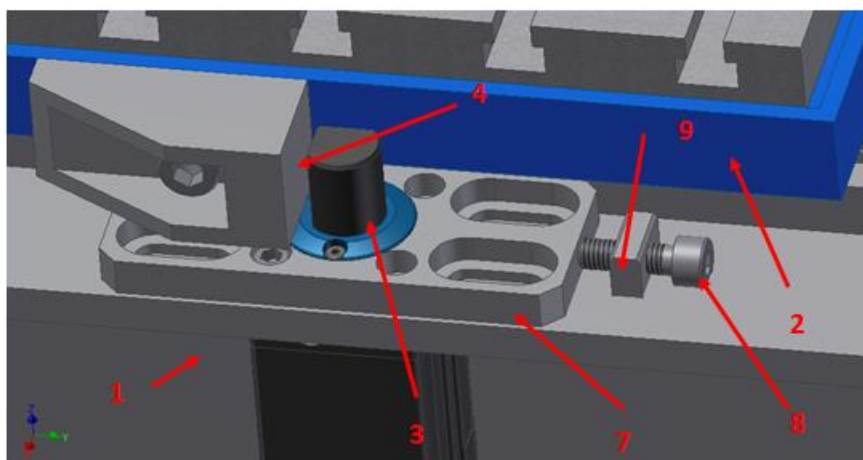


OBR. 4.14 Schéma pneumatického řešení

Vlivem vůlí v uložení dorazu a síly dojde k jeho posunutí ve směru pohybu vozíku. Vzhledem k tomu, že se jedná pokaždé o stejně velký posun dorazu, dá se s tímto posunutím při seřizování počítat a vzhledem k možnosti axiálnímu nastavení dorazu vůle vymežit. Tím vznikne předepnutá soustava s vymezenou axiální odchylkou manipulace. Po vykonání operace, dojde v bezpístnicovém aktuátoru k povolení tlaku  $p_x$ . Aktuátor dostane z řídicí jednotky příkaz jet dozadu (stejně jako u systému s klasickým provedením). Vzhledem k provedení zářžkového pneumotoru (zasunutí je lineární, zasunout lze i při silovém působení - dle velikosti provedení) se snímači koncových poloh a dojde k rychlému zasunutí jen k rychlé výměně příkazů dozadu-vpřed. Během zlomku sekundy bude systém připraven k přejezdu k další poloze. Tento princip se provede u všech čtyř poloh. [10].



Kvůli zjednodušení provedení rámu a umožnění dostatečného axiálního posuvu byla navržena úprava přírubového prvku viz. OBR. 4.15 - návrh dorazového prvku 7 s jeho stavěním - pro usnadnění montáže přidán šroub s jemným závitem 8 zašroubovaný v přivařeném tělese do rámu se závitem 9. Aktuátor je možno umístit jak do polohy shodné s Variantou č. 1, tak do polohy popsané ve Variantě č. 2 (shodný typ zásobníku a výložníku s řemenovým provedením). Pro tuto variantu zvolen vertikální vozík. Upnutí, je u všech variant shodné, více o upínání v kapitole 4.3.1



OBR. 4.15 možné ustavení zářezkového válce DFSP a jeho stavění na aktuátoru

## Výhody

- Díky použitým pneumatickým prvkům se vyznačuje velmi nízkými pořizovacími náklady
- Přesnost je závislá na seřízení a opotřebování stykových částí v provozu
- Náklady na výměnu jednotlivých dílů jsou nízké
- Provázanost pneumatických prvků, při použití aktuátoru bez odměřování (nahrazení kontaktními a bezkontaktními snímači) lze řídit a zautomatizovat proces bez řídicí jednotky
- Vzhledem k použití hotového aktuátorového celku, je při skládání prvku usnadněna montáž do strojové zástavby

## **Nevýhody**

- Nevyzkoušená konstrukce – tento typ provedení není prověřen praxí a je možné, že by finální verze neumožňovala dodržení zadaných parametrů pro přesnost/rychlost
- Náročnější montáž – nutno každý z dorazů seřadit za provozu a v časových intervalech kontrolovat a seřizovat
- Citlivost systému – bezpístnicový aktuátor je velmi náchylný na nečistoty, stejně tak zarážkové válce (řešitelný problém, dal by se vyřešit vhodným umístěním aktuátoru a vyššími nároky na krytování a rám)
- Nemožnost změnit výrazně vzdálenost poloh bez konstrukčního zásahu

## 4.2 VOLBA VARIANTY

K předchozím navrhovaným řešením byly přiřazeny bodově ohodnocené parametry. Vzhledem k tomu, že všechny parametry si nejsou rovny, byla s ohledem na zadání úlohy stanovena váha jednotlivých parametrů. Výsledky včetně hodnotících parametrů byly zaneseny do tabulky na OBR. 4.16, a následně bylo provedeno její vyhodnocení.

| ŘEŠENÍ \ PARAMETRY                | Cena | Automatizace | Rychlost | Náročnost | Součet bodů | Se zahrnutím váhy kritéria |
|-----------------------------------|------|--------------|----------|-----------|-------------|----------------------------|
| Řemenový pohon horizontální vozík | 3    | 3            | 3        | 4         | 13          | 46                         |
| Řemenový pohon vertikální vozík   | 2    | 5            | 4        | 3         | 14          | 47                         |
| Pneumotor horizontální vozík      | 3    | 3            | 4        | 2         | 12          | 41                         |
| Váha kritéria                     | 4    | 3            | 3        | 4         |             |                            |

OBR. 4.16 Tabulka hodnocených parametrů variant a hodnotících kritérií

### Kritéria a jejich váha

- Cena** - Souhrnný odhad pořizovacích náklady a údržby
- Automatizace** - Automatický chod pokud možno zcela bez zásahu obsluhy
- Rychlost** - Rychlost celkového procesu manipulace
- Náročnost** - Náročnost na výrobu, montáž, seřízení při uvedení do provozu, nebo při změně rozměrů manipulovaného objektu

### Bodování

Obodovány byly parametry 1 až 5 body, přičemž 5 bodů značí nejlepší vlastnosti v hodnoceném poli a 1 nejnižší. Pro stanovení jejich počtu pro jednotlivé parametry bylo užito odhadu, založeném na znalosti konstrukce a konzultací s průmyslem.

Například parametr **cena** varianta řemenového pohonu s vertikálním vozíkem je nejvyšší (náročný rám, drahý pohon, vyšší velikost upínacích prvků) proto má pouze 2 body.

#### **Příklad výpočtu:**

***Pneumotor horizontální vozík*** = Cena · váha kritéria ceny + Automatizace · váha kritéria automatizace + Rychlost · váha kritéria rychlost +  
+Náročnost konstrukce · váha kritéria náročnosti

**Pneumotor s horizontálním vozíkem** =  $3 \cdot 4 + 3 \cdot 3 + 4 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 41$  bodů

#### **Vyhodnocení**

Požizovací náklady pneomotoru sice jsou řádově nižší, než u řemenového převodu a měly by tedy být obodovány 4-5 bodů místo 3. Bohužel ale až praxí lze často určit (v nevyzkoušené konstrukci), v jakých intervalech je nutno systém seřizovat a jaká bude jeho životnost. Tato skutečnost se nepříznivě projevila v hodnocení **varianty č. 3**. Podle zvolených parametrů vychází tedy nejlépe **varianta č. 2** s řemenovým aktuátorem a vozíkem umístěným vertikálně. Tato varianta je následujících kapitolách dále zpracována.

## 4.3 ROZPRACOVÁNÍ ZVOLENÉ VARIANTY

### 4.3.1 UPÍNÁNÍ

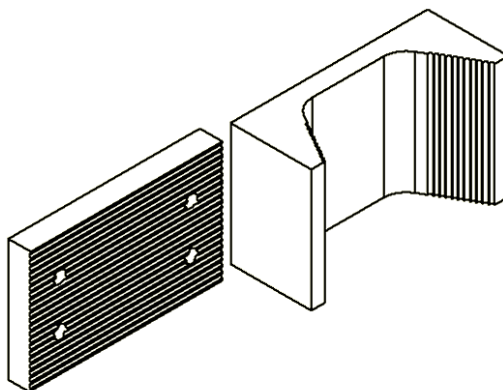
Účelem je správné ustavení manipulovaného objektu, vytvoření dostatečné síly pro upnutí během přesunu a během jednotlivých operací a zároveň umožnit dostatečnou automatizaci. K těmto účelům se jako nejvýhodnější jeví použití pneumatických upínacích prvků. Jejich hlavními výhodami jsou dobrý poměr výkon/hmotnost, cena a také automatizace procesu.

#### Návrh upínacího stolu

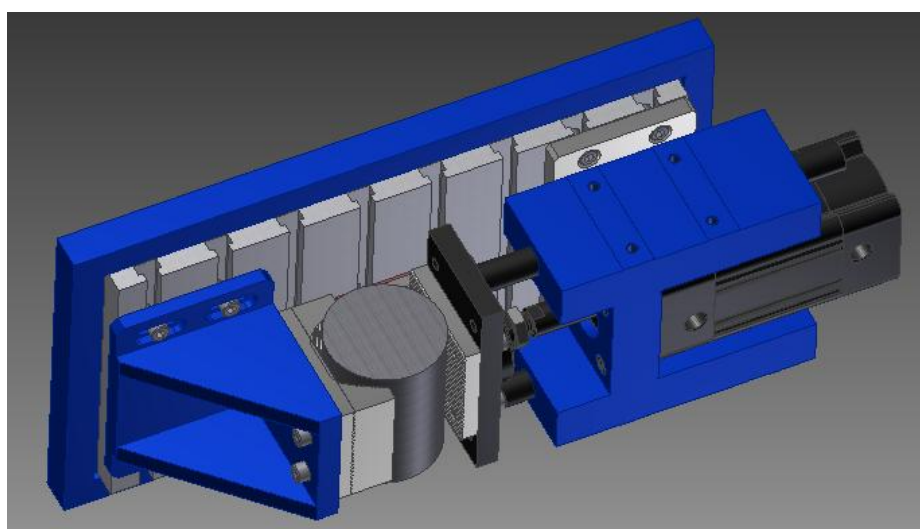
Upínacích prvků je celá řada, stejně tak možností jejich poskládání do funkčních celků. Tato práce se nesnaží o jejich kompletní zmapování, ale o navržení optimálního automatizovatelného řešení se snahou o co nejvyšší variabilitu při zachování nízké ceny a hmotnosti celku. Zároveň je však nutné respektovat zbylé periferní prvky a jejich technologické možnosti rychle reagovat.

Pro upnutí kvádrového polotovaru byly navrženy rovinné čelisti s vruby viz. OBR. 4.17 vlevo, které snižují možnost vysunutí v ose  $z$ . Pro válcové polotovary byl navržen tvar čelistí vpravo, který vystředuje polotovar v upnutí a snižuje možnost protočení. Kombinovány jsou s rovnou čelistí upínacího válce.

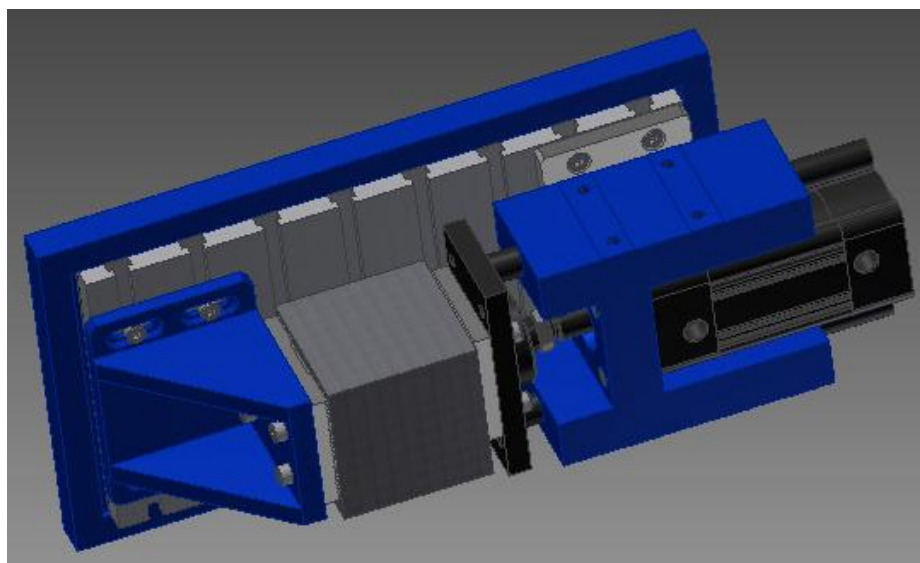
Na OBR 4.18 je zobrazen systém upnutí válcového polotovaru a na OBR 4.19 kvádrového. Změna výroby z válcových na kvádrové polotovary (nebo naopak) je realizována výměnou pevné čelisti a nastavením programu. Zatím co nastavitelnost v ose  $x$  a  $z$ , je umožněna snadným posunutím a přišroubováním, stavění v ose  $y$  je v této práci vyřešeno změnou šířky dorazové podložky.



*OBR 4.17 Zleva rovná čelist pro upnutí kvádrů, vpravo čelist pro válce*



*OBR. 4.18 Upnutí válcového polotovaru s robustním vedením FENG*

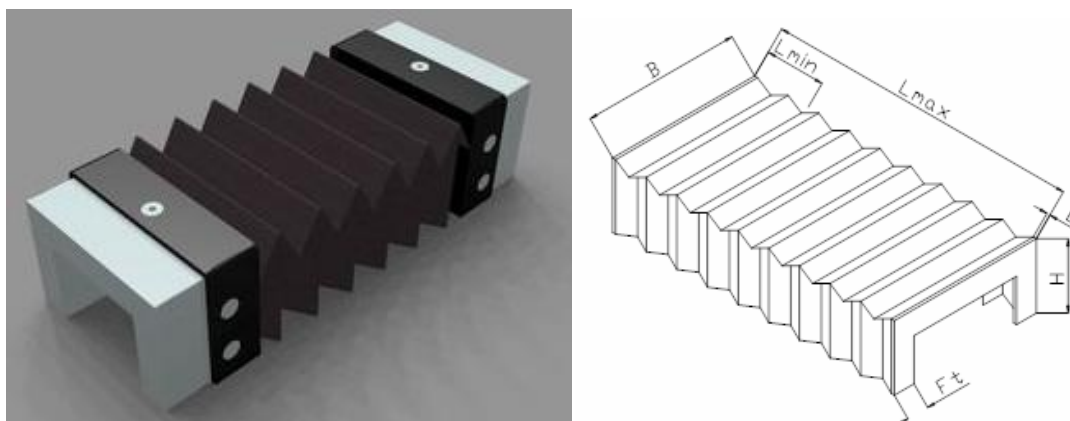


*OBR.4.19 Upnutí kvádrového polotovaru s Robusním vedením FENG*

### 4.3.2 KRYTOVÁNÍ A OCHRANA VEDENÍ

Předpokládá se použití manipulátoru v montážních a obráběcích aplikacích. Při obrábění je pro zvýšení životnosti nástrojů často nutné přivádět řeznou/chladicí kapalinu. Kapalina sebou z řezu odnáší třísky a další nečistoty. Pokud by se dostaly do odměřování stroje nebo do soustavy vedení, způsobily jeho destrukci. Proto je třeba stroj chránit před těmito nepříznivými vlivy.

K tomuto účelu bylo zvoleno krytování krycími měchy od výrobce HENNLICH viz OBR. 4.20 vlevo. Prvek je vyráběn vždy na míru stroje dle požadovaných parametrů OBR. 4.20 vpravo. Po konzultaci s firmou HENNLICH bylo rozhodnuto o použití materiálu měchu Polyester-PUR. Standardní materiál odolný proti vodě, prachu, brusnému kalu se zlepšenou odolností proti olejům a mastným chladicím kapalinám.



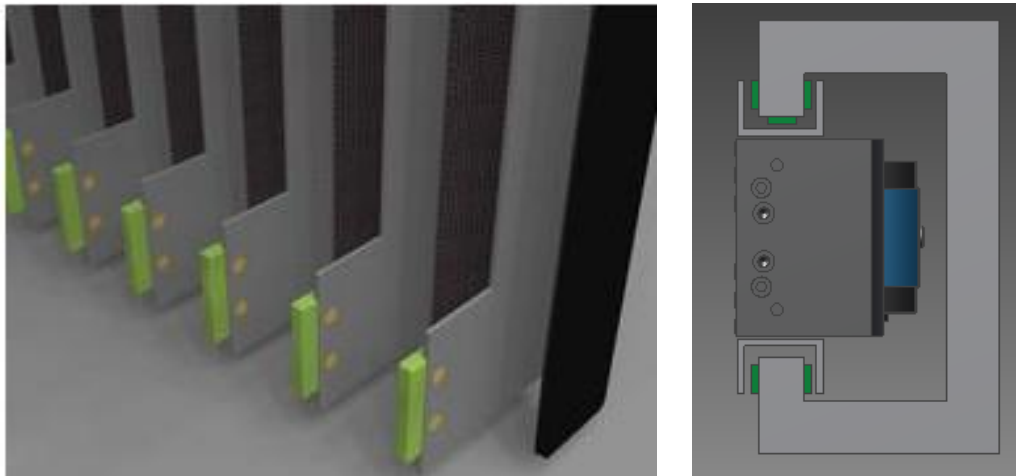
OBR. 4.20 Krycí měch, vlevo umístění přírub, vpravo navrhované rozměry [13]

## Návrh krycího měchu

Pro návrh bylo použito katalogového výpočtu firmy HENNLICH.

|                   |      |                       |
|-------------------|------|-----------------------|
| $L_{\min} = 96$   | [mm] | Minimální délka měchu |
| $L_{\max} = 1300$ | [mm] | Maximální délka měchu |
| $F_t = 25$        | [mm] | Hloubka skladu měchu  |
| $T = 1$           | [mm] | Tloušťka rámečku      |
| $E = 2$           | [mm] | Tloušťka příruby      |
| $B = 248$         | [mm] | Šíře krycího měchu    |
| $H = 88$          | [mm] | Výška krycího měchu   |

Pro vedení krycího měchu bylo zvoleno použití kluzáků na OBR. 4.21 vlevo, které zvyšují životnost měchu, vpravo pak návrh rámečku a jeho vedení



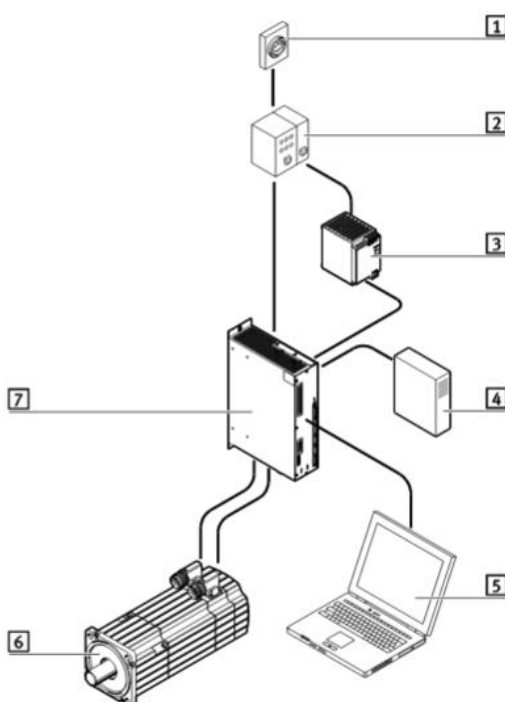
OBR. 4.21 Vlevo detail na připojení kluzáků [13], vpravo systém vedení



### 4.3.5 ŘÍZENÍ POHONU OSY

Cílem této práce není provést kompletní řízení osy. Uveden je tedy pouze stručný popis pro představu náročnosti řízení navrženého pohonu.

Schéma propojení osy a zbylých prvků je vyobrazeno na OBR. 4.22. Na pozici **1** je zapínání, pozici **2** tvoří bezpečnostní jistič. Pozicí **3** je značen zdroj pro napájení. Vnější odpor pro bezpečnostní brzdu **4**. Pozice **5** počítač (nebo PLC) s programem. Servomotor s převodovkou a enkodérem **6** a ovladačem motoru **7**. [4]



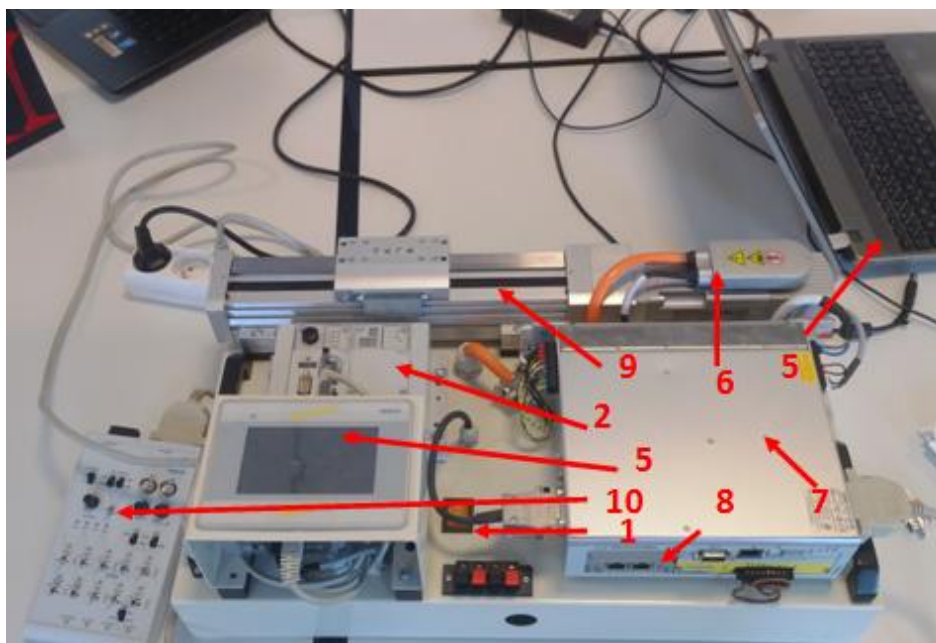
OBR. 4.22 Propojení prvků řízení osy [4]

Jak již bylo uvedeno výše, řízení osy je možno provádět jak pomocí PLC tak přes počítač připojitelný přes USB (nebo ethernetový port). Při řízení přes PC lze využít programu Festo Configuration Tool. Hodnoty pro manipulaci jsou zadávány do pozic (prostředí podobné s Microsoft Excel) zobrazené na OBR. 4.23. Zadávány jsou v levé části tabulky vzdálenosti od nulové pozice, velikosti rychlostí a zrychlení vypočítaných v kapitole 5.3 Dimenzování pohonu. Množství programovatelných pozic je omezeno a závisí na typu provedení řízení.

| Controller       |     | Motor           |               | Axis                  |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|------------------|-----|-----------------|---------------|-----------------------|----------------------------|----------------------------|------------|------------|-----------------|---------|-------------------|-----------------|---------------|---------|--|
| CMMP-AS-C2-3A-M3 |     | EMMS-AS-55-S-TM |               | EGC-HD-125-1300-TB-GK |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
| FCT              | No. | Mode            | Position [mm] | Vel. [mm/s]           | Accel. [m/s <sup>2</sup> ] | Decel. [m/s <sup>2</sup> ] | Smooth [%] | Startcond. | Rem. Dist. [mm] | TFF [%] | Torque Limit Mode | Max. Torque [%] | Start D. [ms] | Comment |  |
|                  | 1   | A               | 0,00          | 1200,00               | 0,600                      | 0,600                      | 0          | Ignore     | 0,00            | 0       | Standard          | 0               | 0             |         |  |
|                  | 2   | A               | 150,00        | 1200,00               | 0,600                      | 0,600                      | 0          | Ignore     | 0,00            | 0       | Standard          | 0               | 0             |         |  |
|                  | 3   | A               | 350,00        | 1200,00               | 0,600                      | 0,600                      | 0          | Ignore     | 0,00            | 0       | Standard          | 0               | 0             |         |  |
|                  | 4   | A               | 650,00        | 1200,00               | 0,600                      | 0,600                      | 0          | Ignore     | 0,00            | 0       | Standard          | 0               | 0             |         |  |
|                  | 5   | A               | 1050,00       | 1200,00               | 0,600                      | 0,600                      | 0          | Ignore     | 0,00            | 0       | Standard          | 0               | 0             |         |  |
|                  | 6   | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 7   | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 8   | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 9   | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 10  | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 11  | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 12  | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |
|                  | 13  | A               |               |                       |                            |                            |            |            |                 |         |                   |                 |               |         |  |

OB. 4.23 Příklad zápisu programu do programu Festo Configuration Tool

Zkoumaná náročnost programování byla provedena na krátkém úseku osy zapojené ve zkušební stanici Zobrazené na OBR. 4.24. Číslování pro zkrácení popisu koresponduje s OBR. 4.22. Popsány jsou navíc prvky: osa **9**, ruční ovladač naprogramovaných pozic **10**, koncovka pro připojení PC **8** (programování karet).



OBR. 4.24 Zkušební stanice Festo pro výuku a testování programu

## 5. VÝPOČTOVÁ ČÁST

### 5.1 NÁVRH UPÍNACÍCH SIL

Při návrhu upínacích sil bylo vycházeno, ze sil vznikajících při vrtání. Vzhledem k tomu, že nejsou zcela specifikovány jednotlivé operace, bylo rozhodnuto o vyvrtání válcové díry do ocelového válcového polotovaru z materiálu ČSN 11 373, na čtyři vrtací operace vrtákem z rychlořezné oceli (obrobitelnost 14b). Pro výpočet byl zvolen válcový polotovar, protože oproti krychli ve válci neeliminují momentové síly, které se snaží otáčet polotovarem ve svěráku tvarovým stykem.

#### Hodnoty pro návrhový výpočet

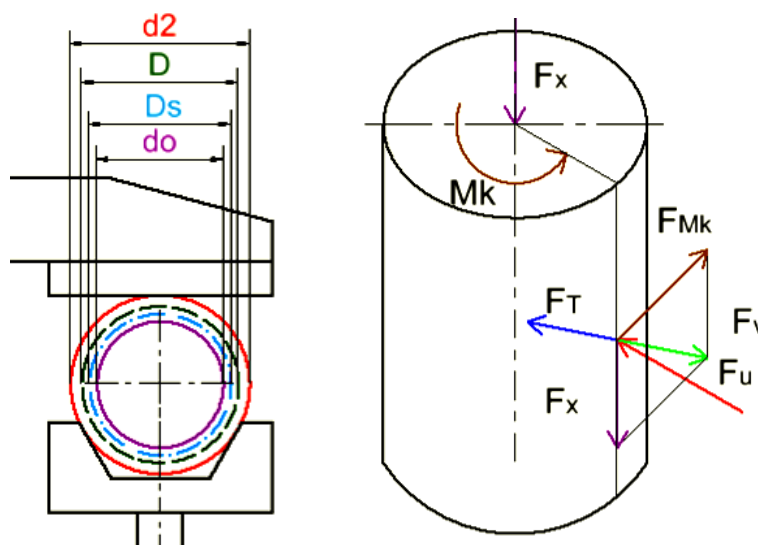
Pomocí literatury [11] a praktických poznatků byla určena tabulka TAB 5.1 pro výpočet upínacích sil. Při volbě bezpečnosti **K** byla zvolena střední hodnota bezpečnosti upnutí 1,3. Při určování koeficientu tření **f** byla snaha co nejvíce se přiblížit automatické povaze výrobního procesu, proto byla uvažována hodnota tření na čelistech 0,25 (hodnota pro čelisti hladké), aby byl výpočet na straně bezpečnosti při případném znečištění, nebo opotřebení navržených čelistí.

| Veličina               | Značka         | Hodnota | Jednotka |
|------------------------|----------------|---------|----------|
| Součinitel Tření       | f              | 0,25    | [-]      |
| Počet čelistí          | u              | 3       | [-]      |
| Posuv na břit          | fv             | 0,33    | [mm/ot]  |
| Měrný řezný odpor      | p              | 1220    | [MPa]    |
| Koeficient bezpečnosti | k              | 1,3     | [-]      |
| Předvrtaný průměr      | d <sub>0</sub> | 55      | [mm]     |
| Vrtaný průměr          | D              | 70      | [mm]     |
| Počet břitů            | z              | 2       | [-]      |

TAB 5.1 Parametry pro výpočet upínacích sil [11]

## Uvolnění

Na OBR 5.1 je vlevo zakreslen manipulovaný objekt v čelistech ve schematickém zakreslení s průměry  $d_2$  vnější průměr,  $D$  vnější vrtaný průměr,  $D_s$  střední průměr pro působiště řezné síly (při vrtání zplna je shodný s  $D/2$ ) a  $d_0$  předvrtaný průměr. Vpravo uvolnění sil tří bodového uchycení a řezných sil s rozložením, jako kdyby všechny síly přebírala jedna čelist. Síly i moment jsou pro větší přehlednost zobrazeny barevně. Přítlačná osová síla od vrtání je značena  $F_x$ . Momentové zatížení od vrtání, které se snaží obrobkem pootočit v upnutí  $M_k$  a jeho promítnutí do upnutí průměru válce  $F_{Mk}$ . Toto zatížení, je soustředěno na průměru  $D_s$ . Po sečtení složek řezných sil  $M_k$  a  $F_{Mk}$ , vznikne výsledná síla působících sil od vrtání  $F_v$ . Aby se obrobek neposunul, nebo nepotočil, působí proti této síle třecí síla  $F_T$ , která musí být větší.



OBR. 5.1 Zleva schéma upnutí válcového polotovaru v čelistech, vpravo uvolnění sil

Radiální síly způsobené vrtáním se v ideálním případě stejně nabroušených břitů vrtáku vyruší, díky jejich stejné velikosti a opačnému směru působení. Hlavní působící silou na obrobek tedy bude osová síla o velikosti  $F_x$ , která se obrobek snaží natlačit dolů a momentové zatížení  $M_k$ , které vzniká působením sil  $F_z/2$  a snaží se s ním pootočit. Vlastní hmotnost polotovaru před poslední operací má hodnotu přibližně 2,3 kg (tenká trubka) a je tedy zanedbána.

## Výpočet

**Nemá li se manipulovaný objekt v sklíčidle pohnout, musí platit podmínka**

$$F_u \geq F_t \cdot k \quad [\text{N}] \quad [1]$$

$F_u$  – Výsledná utahovací síla [N]

$F_t$  – Výsledná třecí síla [N]

$k$  – Koeficient bezpečnosti upnutí

### Přepočet síly na jednu čelist

Dsazení do vztahu [1]

$$F_u \geq F_v \cdot \frac{k}{u \cdot f} \quad [\text{N}] \quad [2]$$

$F_v$  – Silový ekvivalent (suma čtverců zatížení momentového a osového) [N]

$u$  – Počet utahovacích prvků

$f$  – Koeficient smykového tření

### Momentové zatížení od řezných sil

$$M_k = 2 \cdot \frac{F_z}{2} \cdot \frac{D_s}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad [3]$$

$F_z$  – Řezná síla [N]

$D_s$  – Působíště řezné síly  $F_z$  [mm]

### Působíště řezné síly

$$D_s = \frac{(D + d_0)}{2} \quad [\text{mm}] \quad [4]$$

$D$  – Velikost vrtané díry [mm]

$d_0$  – Velikost průměru předvrtaného otvoru [mm]

### Výpočet řezné síly

$$F_z = p \cdot S_p \text{ [N]} \quad [5]$$

$p$  - Měrný řezný odpor, materiálová konstanta [Mpa]

$S_p$  - Velikost průřezu třísky [ $mm^2$ ]

### Výpočet průřezu třísky na břit

$$S_p = \frac{fv \cdot (D - d_0)}{2 \cdot z} \text{ [mm}^2\text{]} \quad [6]$$

$fv$  - Posuv na otáčku [mm/ot]

$D$  - Velikost  $\emptyset$  vrtaného otvoru [mm]

$z$  - Počet břitů nástroje

### Výpočet síly od momentu $M_k$ na upínací čelisti

Ze vztahů: [2], [3], [4], [5], [6]

$$F_{Mk} = p \cdot \frac{fv \cdot (D - d_0)}{z \cdot 2} \cdot \frac{(D + d_0)}{d_2/2} \text{ [N]} \quad [7]$$

$d_2$  - Vnější průměr objektu

Dosazení do vztahu [7]

$$F_{Mk} = 1220 \cdot \frac{0,33 \cdot (70 - 55)}{2 \cdot 2} \cdot \frac{(70 + 55)}{80/2} = 1179,5 \text{ [N]}$$

### Výpočet axiální síly (od posuvu)

$$F_x = 0,25 \cdot p \cdot \frac{fv \cdot (D - d_0)}{z \cdot 2} \text{ [N]} \quad [8]$$

Dosazení do vztahu [8]

$$F_x = 0,25 \cdot 1220 \cdot \frac{0,33 \cdot (70 - 55)}{2 \cdot 2} = 377 \text{ [N]}$$

### Výpočet silového ekvivalentu

$$Fv = \sqrt{F_{Mk}^2 + Fx^2} \text{ [N]} \quad [9]$$

Dosazení do vztahu [9]

$$Fv = \sqrt{1179,5^2 + 377^2} = 1238 \text{ [N]}$$

Dosazení do [2] ze vztahu [9]

$$Fu \geq \frac{k}{u \cdot f} \cdot Fv \text{ [N]} \quad [10]$$

Dosazení do vztahu [10]

$$Fu \geq \frac{1,3}{3 \cdot 0,25} \cdot 1238 = 2146,6 \text{ [N]}$$

### Vztahy pro návrh průměru pístu

$$Fu \geq \frac{\pi \cdot Dp^2}{4} \cdot pa \cdot 0,1 \text{ [N]} \quad [11]$$

$pa$  - velikost tlaku na píst [bar]

0,1 - přepočít z [bar] na [MPa]

$Dp$  - průměr pístu [mm]

### Vyjádření $Dp$

Ze vztahu [11]

$$Dp \geq \sqrt{\frac{Fu \cdot 4}{pa \cdot \pi \cdot 0,1}} \text{ [mm]} \quad [12]$$

## Návrh průměru pístu pro použitý tlak 12[bar]

Dosazení do [12]

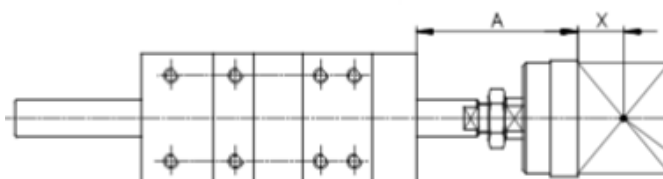
$$Dp \geq \sqrt{\frac{Fu \cdot 4}{pa \cdot \pi \cdot 0.1}} = \sqrt{\frac{2146,6 \cdot 4}{12 \cdot \pi \cdot 0.1}} = 47,72 [mm]$$

## Volba průměru pístu

Z katalogu Festo [4] byl zvolen nejbližší vyšší průměr pneumatického pístu typ **DSBC Ø 50 [mm]**. Pro zvolený průměr je bezpečnost proti povolení upnutí 1,3. Vzhledem k neznalosti charakteru operací byl zvolen relativně nízký součinitel smykové tření  $f$ , který má významný vliv spolu s řeznými podmínkami při výpočtu upínací síly. Upínací stůl byl navržen tak, aby bylo možné v případě potřeby nahradit za větší pneumotor (montovaná konstrukce do T drážek). Upínací síla je regulovatelná pomocí tlakového ventilu.

## 5.2 KONTROLA UPÍNACÍHO PRVKU

Vzhledem k vyložení upínacího prvku při upínání je nutné provést jeho kontrolu kvůli namáhání na ohyb pomocí katalogu Festo [4]. V kapitole 5.1 byl vypočten silový ekvivalent  $Fv = 1238 [N]$  obsahující externí síly působící na válcový polotovár. Schéma zatížení je zobrazeno na OBR. 5.2 Pro velikost vyložení  $A + X [mm]$  byla vzata vzdálenost z modelu od čela vedení FENG po stykový dotyk čelisti s polotovarem. Při uvažovaném stejném koeficientu tření na pevném i pohyblivém dorazu, bude síla  $Fv$  působit na pohyblivou čelist válcového polotovaru velikostí  $Fv/3$ .



OBR. 5.2 Schematické zobrazení působících sil na vedení [4]



## Porovnávací parametry

### Síla působící na čelist

Vychází ze vztahu [9] a stejného rozdělení působících sil na upínací prvky

$$\frac{Fv}{u} = \frac{1238}{3} = 412 \text{ [N]} \quad [13]$$

$u = 3$  – Počet utahovacích prvků [–]

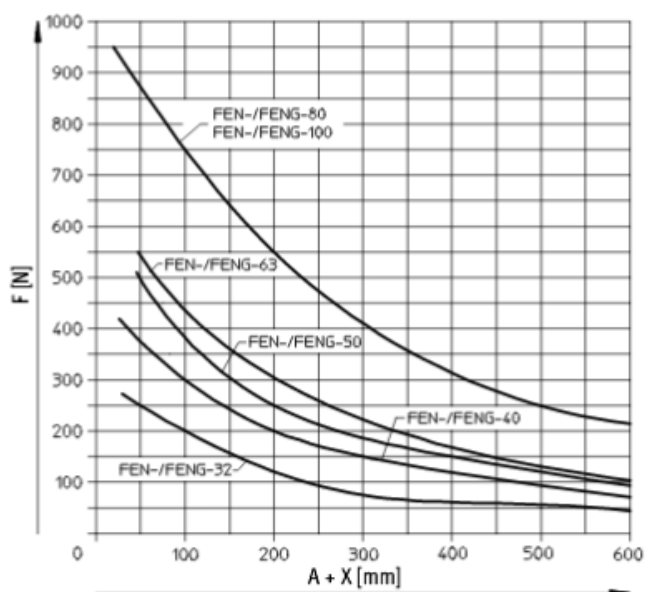
$A + X = 40$  – Vzdálenost těžiště sil od čela vedení [mm]

Výsledné hodnoty byly porovnány pro FENG 50 s tabulkou na OBR. 5.3 a proveden výpočet bezpečnosti. Dovolená síla pro  $A + X = 40$  [mm]  $F_{vT} \approx 500$  N.

$$K_{vT} = \frac{F_{vT}}{Fv} = \frac{500}{412} = 1,2 \quad [14]$$

$F_{vT}$  – Dovolená radiální síla na vedení z tabulky [N]

$K_{vT}$  – Bezpečnostní součinitel radiální síly na vedení [–]



OBR. 5.3 Porovnávací tabulka pro vedení pneumatů FENG [4]

Bezpečnost při vzdálenosti  $A + X = 40 [mm]$   $K_{vT} = 1.21$ . Vedení upínacího pneumotoru **vyhovuje**. Vzhledem k tomu, že tabulkou vyjádřený návrh Festo [4] reflektuje pouze nejhorší možnou variantu zatížení a skutečný charakter zatížení působí příznivěji, skutečná hodnota bezpečnosti bude mnohem vyšší, tedy i upnutí bude tužší.

### 5.3 DIMENZOVÁNÍ POHONU

Pro veškeré výpočty pohonu byl použit výpočtový software **Festo PositioningDrives** verze 2.3.12. Tento software pomocí uživatelsky příjemného prostředí, umožňuje při zadání parametrů manipulace vypočítat návrh pohonu a jeho případné varianty a dynamické vlastnosti. Zadávacími parametry jsou: pohybující se hmoty, styl zatížení, vyžadovaná přesnost, zdvihy, externí síly a momenty působící při pohybu.

Z kapitoly 3.1 konkrétní požadavky a z hmot danými modelem byly stanoveny následující parametry:

Přejezdy **150 mm + 200 mm + 300 mm + 400 mm (+ zpět 1050 mm)**  
[celková vzdálenost 1050 viz OBR.]

Rychlost manipulace cca **1m/s**

Toleranční přesnost  **$\pm 0,1 mm$**

Pohybující hmoty cca **23 kg** (doplňující parametr vycházející z finální konstrukce)

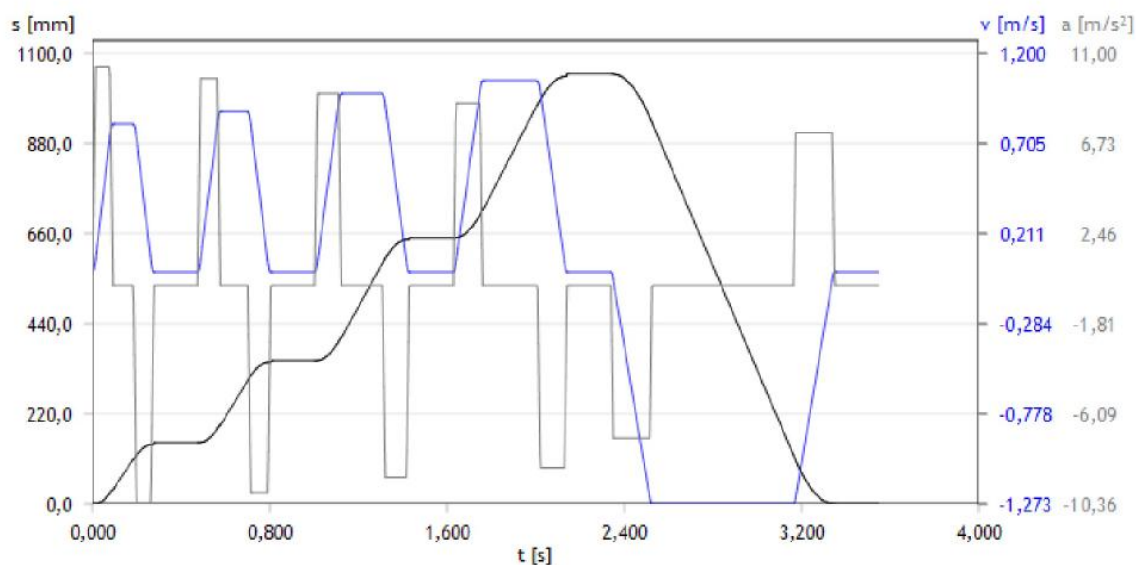
**Výpočtem Festo [4] byly určeny prvky vyobrazených na OBR. 5.4:**



OBR. 5.4 Zleva vedení, ve středu motor s převodovkou, vpravo řízení

## Grafické zobrazení

Z programu **Festo PositioningDrives** byly vyhodnoceny pohybové parametry závislé na čase  $t$  [s] zanesené do grafu na OBR.. Modrou barvou je značena rychlost přesunu  $v$  [m/s], šedou barvou zrychlení  $a$  [m/s<sup>2</sup>] a barvou černou funkce dráhy  $s$  [m]. Pro poměrnou grafickou přehlednost byl zvolen parametr prodlevy na jednotlivých stanovištích na 0,2 [s]



OBR. 5.5 Pohybové parametry translační osy v závislosti na čas

Jak je možno vyčíst ze zobrazeného grafu (a přílohy), rychlosti  $v$  [m/s] přibližně odpovídají 1 [m/s] (průměrná hodnota 0,998 [m/s]), což odpovídá zadání úlohy. Ve výpočtu je uvažována rychlost ve směru jednotlivých posunů (operací) jako kladná a směr, ve kterém se vrací jako záporná. Toto rozhodnutí bylo provedeno kvůli grafické přehlednosti.

Hodnoty maximálního zrychlení/zpomalení, rychlostí včetně velikostí zdvihů kdy daných hodnot aktuátor dosáhne a momentové charakteristiky motoru je možné nalézt příloze.

## 6. ZÁVĚR.

V první proběhlo seznámení s problematikou zadání úlohy a pracovištěm. Představeny byly možnosti řešení hlavní pohonné jednotky formou rešerše. Z nich byl vybrán řemenový aktuátor a pneumatický bezpísticový lineární pneumotor. Oba typy pohonů byly začleněny do třech konstrukčních celků spolu s navrženými odpovídajícími prvky pro naložení a vyložení. Z těchto variant bylo rozhodnuto o použití řemenového aktuátorového pohonu s vozíkem umístěným vertikálně spolu s pásovým operačním zásobníkem a gravitačním pásovým výložníkem. Tato varianta pak byla dále rozpracována a optimalizována pomocí 3D software do modelů a výkresové dokumentace do úrovně sestav a podsestav. Proveden byl návrh průměru upínacího válce a dynamický výpočet hlavní pohonné jednotky. Výsledná varianta nejen že splňuje zadané parametry uvedené v kapitole 3.1, ale snaží se i o podchycení ostatních vlivů obráběcích procesů, které nejsou specifikovány v zadání. Cílem nebylo navrhnout kompletní pracoviště, ale provést návrhy do takové míry, aby při bližším specifikaci výrobních procesů bylo umožněno stroj pouze doplnit. Hlavní myšlenkou a motorem práce bylo propojení prvků a snaha o co největší možnost automatizace procesu.

Námětem pro pokračování by mohlo být automatizovanější upínací zařízení s detekcí polotovaru, případně dořešení snímacích prvků s řízením a systém čištění zařízení s vyšší jistotou správného upnutí.

## 7. POUŽITÝ SOFTWARE

|                                     |   |                              |
|-------------------------------------|---|------------------------------|
| Autodesk Inventor Professional 2012 | - | 3D modely, obrázky           |
| Microsoft Corporation, Windows 7    | - | Textová část                 |
| Microsoft Corporation, Ms office    | - | Výpočty, obrázky             |
| Festo Positioning Drives 2.3.12     | - | Výpočet pohonu               |
| Festo PARTdata Manager 2016         | - | Tvorba modelů 3D firmy Festo |

## 8. SEZNAM PŘÍLOH

### 8.1 VÝPOČET POHONU

Výpočet pohonu

### 8.2 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Podávací zařízení BP 0206 00-00-00-00

Sestava pohonu BP 0206 00-01-00-00

Sestava vozíku BP 0206 00-01-01-00

Rám stroje BP 0206-00-02-00-00

### 8.3 PŘILOŽENÉ CD

## 9. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VRBKA M. *Modelování lineárního pohonu s DC motorem pro potřeby řízení*. Brno: VUT 2009. Diplomová práce
- [2] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] MATIČKA, Robert. *Konstrukce průmyslových robotů: závěrečný projekt*. 4., přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1989. ISBN 80-01-00000-1.
- [4] Katalog FESTO pro rok. [online]. 26.11.2016 [cit. 2016-10-26].  
Dostupné z: [https://www.festo.com/cat/cs\\_cz/products](https://www.festo.com/cat/cs_cz/products)
- [5] NOVÁČEK M. *Kuličkové Šrouby pro posuvové soustavy s dlouhým zdvihem*. Brno: VUT 2015. Diplomová práce
- [6] ELUC. [online]. 26.10.2016 [cit. 2016-10-26].  
Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/806>

- [7] SKAŘUPA, J.: Průmyslové roboty a manipulátory.  
Vyd. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1522-0.
- [8] KÁRNÍK L., Periferní zařízení RTP Ostrava: VŠB-TU  
Ostrava, 2006. 132 s. ISBN 80-248-1221-5.
- [9] CERHA J.: Hydraulické a pneumatické systémy 2  
Liberec 2008. ISBN 978-80-7372-297-5
- [10] DUŠÁK K.: Prostředky automatizované montáže.  
Liberec 2010. ISBN 978-80-7372-284-5
- [11] LEINVEBER, VÁVRA: Strojírenské tabulky  
Vyd. 4. Úvaly 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [12] Katalog IGUS[online]. 26.10.2016 [cit. 2016-10-26].  
<http://www.igus.cz/wpck/4852/Shipbuilding>
- [13] Katalog Hennlich [online]. 26.10.2016 [cit. 2016-10-26].  
Dostupné z: <http://lin-tech.hennlich.cz/lin-tech.html>
- [14] Katalog REM [online]. 26.10.2016 [cit. 2016-10-26].  
Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/pohon-s-ozubenym-hrebenem/system-pridavneho-pastorku-zv-a-hrebenu-844.html>