

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh a konstrukce translační jednotky

2015

Alexander Panteleev



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro **Alexander Panteleev**
Program: Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:

Téma práce: **Návrh a konstrukce translační jednotky**

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

Návrh jednoduchého manipulátoru (podavače) se sklíčidlovou hlavicí dle uvedeného schématu:

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

Technické parametry :

- Rozměry válcového polotovaru do kterého bude vrtán otvor : průměr 80 , výška 100 mm
- Minimální tloušťka stěny po obrobení 3 mm
- Pracovní posuv 300 mm
- Mikroposuv (seřízení) +/- 20 mm
- Střední rychlost pracovního posuvu 200 mm/sec

Rozsah grafické části práce: 3D modely, výkresová dokumentace

Rozsah textové části práce: 25 – 45 stran

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

SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007, 1 CD-R. ISBN 978-80-248-1522-0.

Firemní literatura

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

Konzultant bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 30. 4. 2015

Termín odevzdání bakalářské práce: 19. 6. 2015


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

L.S.


Ing. Petr Kolář, Ph.D.
vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 9. 4. 2015

Anotace

Jméno autora:	Alexander Panteleev
Název BP:	Návrh a konstrukce translační jednotky
Rozsah práce:	46 stránek, 33 obrázků, 11 tabulek, 9 výkresů
Školní rok vyhotovení:	2015
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12 135 – Výrobní stroje a zařízení
Vedoucí BP:	doc. Ing. Vladimír Andrlík CSc.
Konzultant BP:	
Klíčová slova:	Manipulátor, translace, lineární vedení, pneupohon, konstrukční návrh
Anotace:	Práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru s přímočarým pohybem pro vrtání obrobku cylindrického tvaru. Práce obsahuje seznámení s různými typy motoru a transformací pro zajištění translačního pohybu.

Annotation

Autor:	Alexander Panteleev
Title of bachelor dissertation:	Design and Construction of a Linear Drive Unit
Extent:	46 pages, 33 figures, 10 tables, 9 drawings
Academic year:	2015
University:	CTU –Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12 135 Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	doc. Ing. Vladimír Andrlík CSc.
Consultant:	
Submitter of the Theme:	CTU-Faculty of Mechanical Engineering
Key words:	Manipulator, translation, linear guide system, pneumatic drive, design
Annotation:	Bachelor's thesis deals with design of linear manipulator for making holes in cylindrical workpiece. The thesis describes several types of motors and variants to create a linear motion.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém 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 15.6.2015

.....

podpis

Poděkování

Rád bych především poděkoval vedoucímu této práce doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi CSc. za cenné rady, veškerou pomoc a všechnen čas, který mi věnoval při tvorbě této práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého studia.

**Přehled použitých veličin a jednotek:**

Veličina	Jednotka	význam
M_c	N·mm	řezný moment
F_c	N	řezná síla
x_m	mm	vzdálenost působíště řezné síly
C_k	–	konstanta pro výpočet řezné síly
R_m	MPa	mez pevnosti
a_p	mm	hloubka řezu
f_p	mm/ot.	posuv na otáčku
D_d	mm	průměr díry
M_t	N·mm	moment třecích sil
k	–	koeficient bezpečnosti
f	–	koeficient tření
F_u	N	upínací síla jedné čelistí sklíčidla
F_s	N	celková upínací síla
t	s	celkový čas posuvu
S	m	délka posuvu
v	m/s	střední rychlost posuvu
m_o	kg	hmotnost obrobku
D_{max}	m	maximální průměr obrobku
H_{max}	m	maximální výška obrobku
ρ	kg/m ³	hmotnost materiálu obrobku
m_p	kg	pohybová hmotnost
m_{d1}	kg	hmotnost Desky 1
m_{sk}	kg	hmotnost sklíčidla



F_p	N	posuvná síla
a	m/s^2	zrychlení pohybové hmoty
g	m/s^2	tíhové zrychlení
f_1	–	koeficient tření ve vedení 1

**Obsah:**

1	Úvod	- 9 -
2	Zaměření práce	- 10 -
3	Zásady při návrhu kinematické struktury	- 11 -
3.1	Motory.....	- 12 -
3.1.1	Elektrické motory.....	- 13 -
3.1.2	Hydraulické motory.....	- 18 -
3.1.3	Pneumatické motory.....	- 19 -
3.2	Lineární vedení.	- 20 -
3.2.1	Vedení s kluzným třením.....	- 20 -
3.2.2	Valivé vedení.....	- 20 -
4	Převody v pohonech manipulátorů	- 22 -
4.1	Pastorek a ozubený hřeben	- 22 -
4.2	Pohybové šrouby	- 24 -
4.3	Řemenový převod.....	- 26 -
5	Vlastní řešení	- 28 -
5.1	Skelet manipulátoru.	- 28 -
5.2	Varianta s pneupohonem (Obr. 5-6)	- 31 -
5.3	Varianta s trapézovým pohybovým šroubem (Obr. 5-7).....	- 32 -
5.4	Varianta s ozubeným řemenem (Obr. 5-8).....	- 33 -
6	Volba varianty k rozpracování	- 34 -
7	Rozpracování vybrané varianty.	- 35 -
7.1	Výpočet parametrů sklíčidla.....	- 35 -
7.2	Volba sklíčidla	- 36 -
7.3	Výpočet posuvových rychlostí manipulátoru.	- 37 -
7.4	Pneumatická schéma.....	- 39 -
8	Závěr	- 40 -



9	Seznam obrázků.....	- 41 -
10	Seznam tabulek.....	- 42 -
11	Seznam použitého software.....	- 43 -
12	Seznam zdrojů.....	- 44 -
13	Seznam příloh	- 47 -
14	Přílohy.....	- 48 -



1 Úvod

Technická vyspělost lidstva stále rychle roste, tím roste sortiment veškerých technických výrobků a požadavky na jejich kvalitu a kvantitu. Čím dál, tím míň zůstává odvětví průmyslu, kde by hlavním výrobní silou byl člověk, neboť oproti různým výrobním zařízením má mnohem menší sílu, produktivitu a spolehlivost.

Proto se s časem stále zvětšuje tlak na rozvoj výrobních strojů. Výrobní zařízení se intenzivně rozvíjely, roboty a manipulátory samozřejmě byly důležitou a významnou částí tohoto rozvoje. Současné moderní roboty jsou „chytrá“ zařízení, která mohou vyplňovat široký spektrum práce, aniž by vyžadovaly velký lidský zásah. Hlavním cílem robotů je automatizace, tj. náhrada duševní práce člověka. Náhradou mechanické činností člověka v průmyslu se zabývá manipulátory. Manipulátory ovšem jsou jednodušší zařízení, než roboty, ale stále mají velký význam pro průmysl.

Výhody zavedení robotů a manipulátorů do výroby jsou zřejmé: zvýšená produktivita, zvýšení jakostí výrobků, možnost práce v nebezpečných prostředích, která pro člověka je nebezpečná až nemožná. Této a další výhody v současné době způsobily takovou situaci, že práce různých závodů je nepředstavitelná bez manipulátorů a robotů.

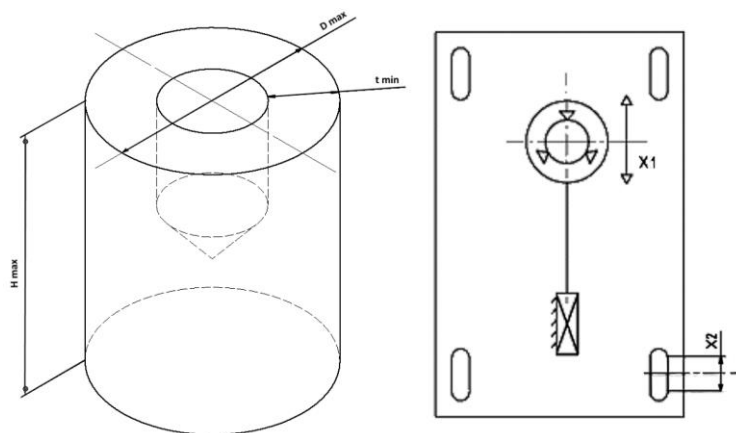
Táto bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru pro vrtání cylindrických obrobků. Parametry obrobku a samotného manipulátoru jsou uvedeny v následující kapitole. Při řešení konkrétních variant velký důraz byl položen na modulární řešení, čili cílem bylo co největší využití komponent různých výrobců. V teoretické části práce jsou probrány jednotlivé typy pohonů, druhy lineárního vedení a typy převodů pro zajištění translačního pohybu.

2 Zaměření práce

Technické parametry zmíněné v úvodní kapitole podle zadání jsou následující:

Parametry manipulátoru: Posuv $X_1=0\div 300$ mm je posuv upínací části manipulátoru. Posuv dané části konstrukce bude vyřešen pomocí několika různých typu pohonů a motorů. Střední rychlost daného posuvu podle zadání je 200 mm/s. Posuv $X_2=\pm 20$ mm je ruční mikroposuv celého manipulátoru pro přesné doplňující nastavení polohy.

Parametry obrobku: Obrobkem je válec o maximální výšce $H_{max} = 100$ mm, minimální tloušťce stěny $t_{min} = 3$ mm a maximálním průměrem $D_{max} = 80$ mm. Předpokládaný materiál je ocel 11500 podle ČSN 41 1500.



Obr. 2-1 Obrobek a koncept manipulátoru podle zadání

Na Obr. 2-1 je představeno hrubé zadání práce-obrobek a manipulátor. Hlavním konstrukčním prvkem pohyblivé části manipulátoru, která bude konat posuvný pohyb X_1 je tříčelistové sklíčidlo. Vzhledem k tomu, že konstrukce manipulátoru by měla být co nejpohodlnější z hlediska exploataci a ovládání, bude využito pneumatické sklíčidlo, které umožňuje pohodlnější upínání obrobku bez lidského zásahu.

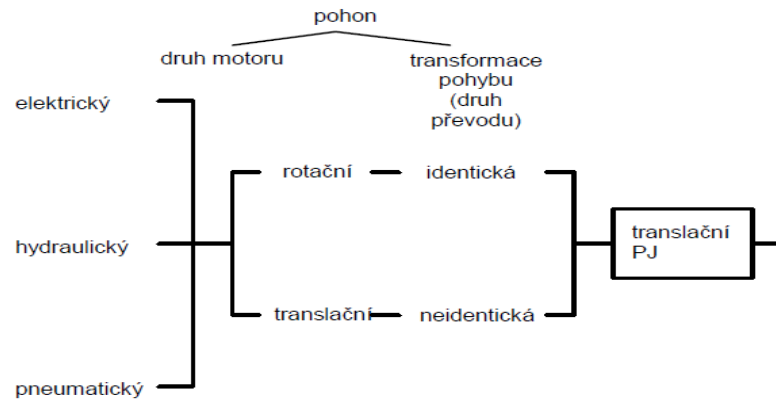


3 Zásady při návrhu kinematické struktury

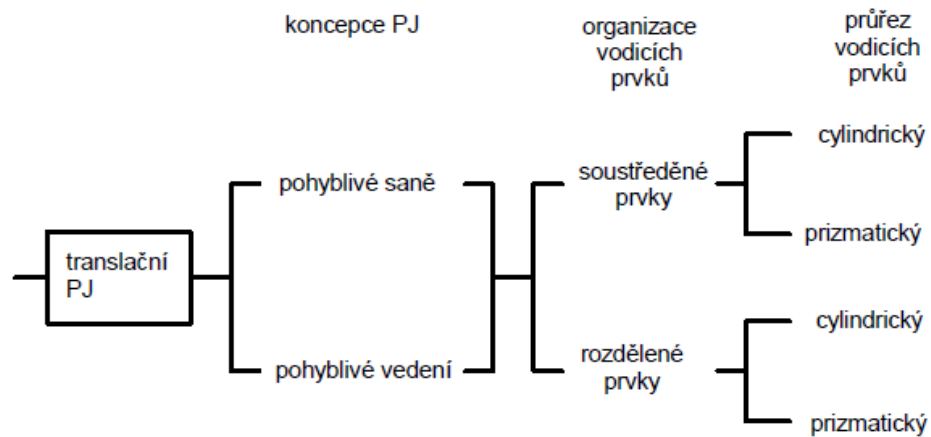
Translačního pohybu můžeme dosáhnout dvěma způsoby: identickou a neidentickou transformací. Obecně platí, že pokud používáme motor a jednotku se stejnými druhy pohybu jde o identickou transformaci, pokud ne jedná se o transformaci neidentickou. V případě translace pohyb lineárního motoru se transformuje identicky, pohyb rotačního motoru neidenticky.

Obvykle požadavky pro návrh pohybové jednotky vychází z požadavků na práci průmyslového robotu nebo manipulátoru a jsou následující – dosah a rozsah pohybu dle zadání pracovního prostoru pohybového robotu nebo manipulátoru, nominální nosnost podle zadaného objektu manipulace s maximální hmotností, efektivní rychlost podle prováděné činnosti, vysoká opakovaná přesnost polohování, vysoká statická a dynamická tuhost, nízká hmotnost, vysoký koeficient tlumení, vyšší vlastní frekvence a konkurenceschopné ekonomické parametry (náklady, spolehlivost, udržovatelnost, aj.), nízké ztráty, vysoká odolnost proti opotřebení, malé vnější rozměry (kompaktnost konstrukce), nenáročnost z hlediska mazání a údržby, odolnost proti kmitání.

Níže je uvedena struktura translační jednotky z hlediska volby pohonu (Obr. 3-1) a struktura translační jednotky z hlediska koncepce a vodicích prvků (Obr. 3-2). Z hlediska pohonu je konstrukčně jednodušší řešení s využitím identické transformace. Především je vhodné při účelném použití lineárních pneumatických, či hydraulických motorů. Naopak využití elektrických lineárních motorů pro obvyklé parametry současných průmyslových robotů a manipulátorů vhodné není. Elektrické motory se používají s rotačním pohybem a tedy s neidentickou transformací, což znamená, že výstup z motoru musí být upraven s ohledem na požadované parametry pohybu, např. rychlost a silové účinky. U převládajících v současné době běžných vysokootáčkových motoru je často nutná redukce otáček a zároveň zvýšení silového respektive momentového účinku na výstupním členu. [1]



Obr. 3-1 Struktura translační jednotky z hlediska volby pohonu [1]



Obr. 3-2 Struktura translační jednotky z hlediska koncepce a vodicích prvků [1]

3.1 Motory.

Pro optimální provoz a parametry robotů a manipulátorů musí být splněny následující požadavky kladené na motory:

- plynulý rozběh a brzdění
- vysoká přesnost polohování
- dostatečná polohová tuhost
- minimální hmotnost
- minimální moment setrvačnosti
- vysoký měrný výkon
- minimální rozměry
- vhodné tvarové a prostorové uspořádání



U průmyslových robotů a manipulátorů se používají tyto tři typy motorů:

- Elektrické
- Hydraulické
- Pneumatické
- Kombinované (používají se ve výjimečných případech) [1]

3.1.1 Elektrické motory.

V pohonech manipulátorů a robotů se uplatňují prakticky všechny základní typy elektrických motorů. Jde o motory:

1. s rotačním výstupem

- rotační motory se spojitým pohybem
- rotační krokové motory
- otočné elektromagnety

2. s přímočarým výstupem

- lineární motory se spojitým pohybem
- lineární krokové motory
- hybridní motory
- přímočaré elektromagnety

Elektrické motory se uplatňují ve dvou verzích:

- střídavé motory (AC)
- stejnosměrné motory (DC)

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">• snadno dostupný zdroj energie• jednoduchost vedení zdroje k motoru• jednoduchost spojení s řídicími prvky• poměrně jednoduchá údržba• čistota provozu• oproti hydraulickému pohonu nižší hlučnost, menší nároky na chlazení a na• celkový instalovaný prostor• nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady.	<ul style="list-style-type: none">• závislost na zdroje elektrické energie• značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů• nebezpečí úrazu elektrickým proudem

Tab. 3-1 Výhody a nevýhody elektromotoru [1]

Výhody a nevýhody elektrických motorů jsou znázorněny v Tab. 3-1.



Nejjednodušším typem elektrického pohonu s rotačním pohybem je pohon s asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko. Pro menší výkony se používají jednofázové motory s pomocnou fází a kondenzátorem. Pro větší výkony se používají asynchronní motory třífázové s kotvou nakrátko.

Asynchronní motory (Obr. 3-3)

Momentová charakteristika asynchronního motoru je tvrdá, rychlost je poměrně stálá při změnách zatížení a prakticky nezávisí na napětí. Moment a výkon je úměrný čtverci napětí. Při záběru, kdy moment je na úrovni M dosahuje proud 5-8 násobku jmenovitého proudu. K zajištění určité přesnosti polohování se umísťuje mezi výstup motoru a vstup pohybové jednotky brzda, která se aktivuje najetím na koncový spínač registrující požadovanou polohu. Brzda zároveň zajišťuje i polohovou tuhost pohonu v případě, že vazba za motorem není samosvorná. Délka rozběhu pohonu s asynchronním motorem závisí na velikosti setrvačných hmot - u menších pohonů je čas rozběhu asi (0,2 - 0,5) s, u středních výkonů (0,4 - 0,8) s a u velkých pohonů může být až (0,8 - 2) s. [1]



Obr. 3-3 Elektromotor FRAC 50W [2]

Stejnoseměrné motory

Stejnoseměrné motory (Obr. 3-4) představují vhodný typ motoru pro polohové servomechanismy, vzhledem k vynikajícím předpokladům pro regulaci otáčivé rychlosti ve velkém rozsahu. Motor s permanentními magnety má vysoký záběrový moment a lineární závislost momentu na rychlosti otáčení. Velkou předností motorů s permanentními magnety jsou malé příčné rozměry, které jsou menší v porovnání s elektromagneticky buzeným motorem. [1]



Obr. 3-4 servomotor FESTO EMME-AS [3]

Krokové motory

Krokové motory (Obr. 3-5) pracují s využitím nespojitě změny složek elektromagnetického pole. Této diskrétní změny se dosahuje impulsním buzením vinutí motoru. Proudovými impulsy do prostorově rozložených cívek se vytváří nespojitě se otáčející pole, které unáší působením synchronizačního momentu rotor. Poloha hřídele motoru je úměrná počtu přivedených impulsů, rychlost otáčení je závislá na frekvenci impulsu. Předností krokových motorů je jednoduché řízení rychlosti pohybu prostřednictvím frekvence impulsů a řízení polohy prostřednictvím jejich počtu. Podstatnou nevýhodou je poměrně malý krouticí moment, který klesá s rostoucí frekvencí řídicích impulsů. Z těchto důvodů lze elektrické krokové motory použít k přímému pohonu pohybových



jednotek menších výkonů. V případě konstrukcí manipulátorů a robotů jde o výkony, odpovídající nosnosti do 1 kg. Pro větší výkon se elektrický krokový motor používá v kombinaci s hydraulickým zesilovačem. [1]



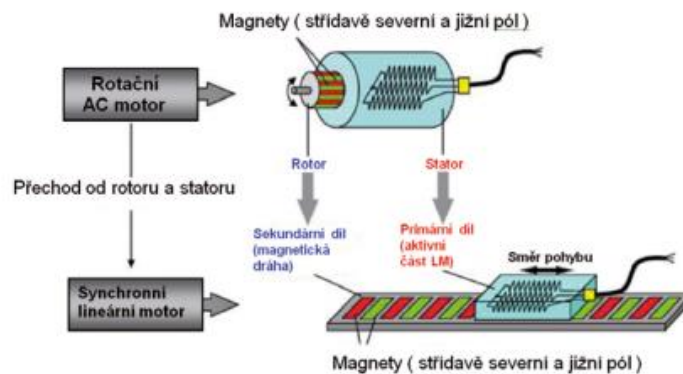
Obr. 3-5 krokový motor KK60 [2]

Elektrické lineární motory.

Tento typ motorů pracuje podle principu, který je uveden na Obr. 3-7. Patří mezi nejmodernější typy převodníků energie. Umožňují přímou transformaci elektrické energie na mechanickou energii translačních pohybů postupných nebo kmitavých. Pro číslicové řízení jsou vhodné zejména krokové a hybridní motory. U lineárních krokových motorů (Obr. 3-6) se v podstatě uplatňuje princip činnosti rotačních krokových motorů. Lineární krokový motor charakterem funkce nahrazuje rotační krokový motor s převodem rotačního pohybu na translační. Mechanický přenosový systém je při použití lineárního motoru jednodušší, neboť odpadají převody, což se příznivě projevuje na dynamických vlastnostech. Určitým nedostatkem je menší konečná polohová tuhost. Lineární hybridní motor odpovídá z hlediska činnosti spojení lineárního indukčního motoru se spojitým přímočarým pohybem na výstupu a lineárního krokového motoru. Nejde ovšem o konstrukční spojení dvou lineárních motorů, ale o jedinou jednotku, schopnou pracovat ve dvou režimech. Lineární elektromotory jsou vzhledem k parametrům a k možnosti řízení předurčeny především pro pohon hlavních pohybových jednotek manipulátorů a robotů. Jistou překážkou jejich uplatnění u stávajících konstrukcí je zatím jejich poměrně značná robustnost a problém s chlazením. [1]



Obr. 3-6 [4] Lineární motor řady LMC od HIWIN



Obr. 3-7 Fyzikální podstata lineárních elektrických motorů [22].

Souhrn aplikací elektrických motorů v průmyslu, zejména u průmyslových robotů a manipulátorů je uveden v následující Tab. 3-2:

Typ servomotorů	Max. výkon	Vlastnosti
1. Krokový motor	1 kW	-chod v otevřené servosmyčce, zahřívání při přetížení, špatná dynamika -jsou méně nákladné, současné krokové motory umožňují mikrokrokování, menší magnetická tuhost, může dojít k přeskokům, jsou méně tlumeny-náchylné na vibrace, menší měrný výkon
2. Stejnsměrné DC kartáčové motory	5 kW	-dobré řízení kotvy motoru, vysoký rozběhový moment, opotřebení kartáčů -konstantní rychlost při různých zatíženích, snadné řízení rychlosti změnou proudu kotvy, životnost až 30 000 hodin
3. Stejnsměrné DC bezkartáčové motory	10 kW	-bezúdržbové, komutace resolverem, Halloovým efektem nebo optickým senzorem -vysoká výkonová hustota užitím magnetů se vzácných zemin
4. Střídavé AC synchronní motory	20 kW	-malé rozměry, vysoké výkony a dobrá řiditelnost, 3000 ot/min
5. Střídavé asynchronní motory	30 kW	-bezúdržbové, velmi robustní, vysokorychlostní drahé řízení -vysoké rychlosti, pro vysoce dynamické úlohy

Tab. 3-2 Souhrn aplikací elektrických motorů v průmyslu [1]

Výrobce elektrických motorů a pohonů:

- SIEMENS
- FESTO
- HIWIN a jiné.

3.1.2 Hydraulické motory

Hydraulické (Obr. 3-8) i pneumatické motory pracují s podobným druhem média, někdy se proto označují jako tekutinové. Z rozdílných fyzikálních vlastností kapalin a plynů se na rozdílných vlastnostech mechanismů podílí především různá poddajnost a viskozita. Jako pracovní kapaliny se v hydraulických mechanismech převážně používají minerální oleje [1]. V Tab. 3-3 jsou uvedeny výhody a nevýhody hydraulických pohonů.

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">• velká tuhost• jednoduché spojitě řízení základních parametrů pohonu, tzn. síly, rychlosti v celém rozsahu atd.• možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození• vysoký měrný výkon• možnost realizace přímočarých pohybů konstrukčně jednoduchými, rozměrově malými a spolehlivými motory bez nutnosti zařazení transformačního bloku	<ul style="list-style-type: none">• potřeba samostatného hydroagregátu• obtížnější dosažení vyšších pohybových rychlostí• závislost viskozity kapaliny na teplotě, způsobující nestabilitu činnosti pohonu v takovém prostředí• hořlavost některých druhů pracovních kapalin.

Tab. 3-3 Hodnocení hydraulických motorů v porovnání s pneumatickými [1]



Obr. 3-8 Diferenciální hydraulický válec od Bosch Rexroth [5]

Výrobce hydraulických lineárních pohonů a válců:

- Bosch Rexroth AG
- Chárvat CHC
- ULBRICH a jiné.

3.1.3 Pneumatické motory.

Pracovním médiem pneumatického motoru (Obr. 3-9) je stlačený vzduch. Tento typ motoru je vhodný pro průmyslové roboty a manipulátory menších výkonů (< 1 kW), s jednoduchými pracovními cykly. Omezení výkonu odpovídá provoznímu tlaku, který je u centrálních rozvodů většinou do 0,6 MPa. V případě použití samostatného kompresoru se pracuje s tlakem do 1 MPa. [1]

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">• možnost dosažení rychlých lineárních pohybů s velkými zdvihy• konstrukční jednoduchost, spolehlivost, snadná údržba• možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu• jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru• možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně.• možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození.	<ul style="list-style-type: none">• obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech• poměrně komplikované mazání prvků mechanismu• obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení• poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu• drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů.

Tab. 3-4 Výhody a nevýhody pneumatických pohonů[1]



Obr. 3-9 Pneumatický válec Festo DSBG [6]

V Tab. 3-4 jsou uvedeny výhody a nevýhody pneumatických pohonů. Ve srovnání s hydraulickým je pneumatický motor rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brzdění. Pneumatické válce umožňují dosažení rychlostí 2 – 3 m/s. [1]

Výrobce pneumatických válců:

- FESTO
- FLUIDTECHNIK BOHEMIA
- Parker a jiné.

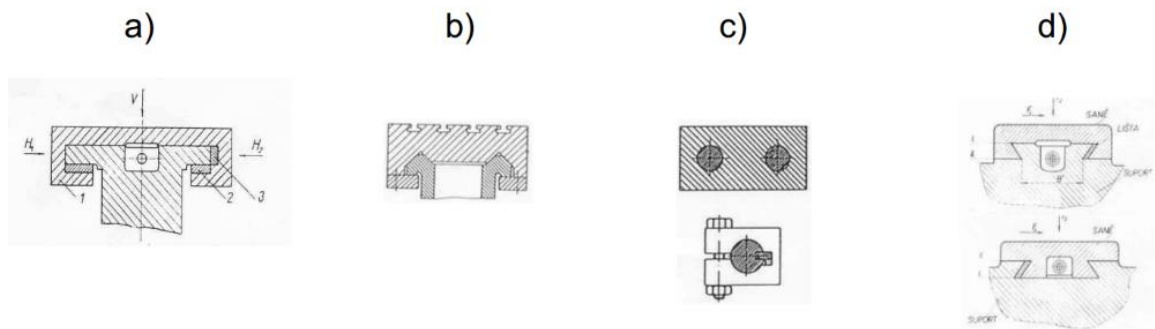


3.2 Lineární vedení.

Existuje dva podstatné druhy vedení – kluzné a valivé. V současnosti se vzhledem k řádově menším odporům, bohaté škále vyráběných válivých uzlů hlavně používá vedení s valivým třením. [1]

3.2.1 Vedení s kluzným třením

Argumentem pro užití kluzných vedení je jejich stabilita a tuhost. Kvalitním zaškrabáváním vodících ploch vznikají miniaturní jamky, které působí jako olejové kapsy. Tak je udržován olej na vodících plochách a působí jednak jako prevence proti zadření, jednak jako důležitý faktor při tlumení vibrací. Energie vibrace se ovšem při této metodě přeměňuje na teplo. Nejčastěji používané typy kluzného vedení jsou na Obr. 3-10.



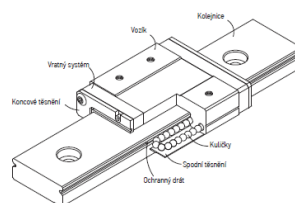
Obr. 3-10 Kluzné vedení: a-ploché, b-rybinové, c-válcové, d-prizmatické [11]

3.2.2 Valivé vedení

Mezi nejčastěji vyskytující druhy valivého vedení patří kuličkové a válečkové.

Kuličkové (Obr. 3-11)

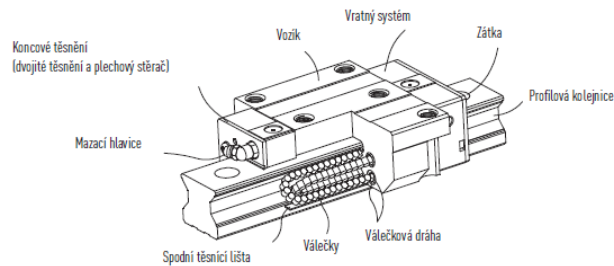
Valivým elementem jsou kovová kulička. Přenáší zatížení ve všech směrech. Existuje velké množství variant provedení.



Obr. 3-11 Kuličkové vedení typu RG od společnosti HIWIN [7]

Válečkové (Obr. 3-12)

V takovýchto vedeních valivým elementem je váleček. Obvykle takové provedení má větší tuhost a únosnost oproti kuličkovému vedení. Existuje velké množství variant provedení.



Obr. 3-12 Válečkové vedení typu RG od společnosti HIWIN [7]

Výhody a nevýhody valivého vedení jsou uvedeny v Tab. 3-5.

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> • nízké pasivní odpory (ekvivalentní součinitel tření je 0,001 až 0,0025) • součinitel tření se v závislosti na rychlosti pohybu prakticky nemění • protože opotřebení valivých drah a valivých tělísek při valení je velmi malé, vyznačují se valivá vedení dlouhou životností • při vhodné konstrukci a při předpětí je možno dosáhnout značné tuhosti • při přesné výrobě se dosahuje vysoké přesnosti dráhy pohybu • snadná údržba. 	<ul style="list-style-type: none"> • velké nároky na přesnost výroby, a proto i vyšší cena • spotřeba většího konstrukčního prostoru pro elementy vedení • malá schopnost, tlumit chvění jak ve směru pohybu, tak v rovině k němu kolmé • nutnost dokonalé ochrany proti vnikání nečistot, popř. chladicí kapaliny.

Tab. 3-5 výhody a nevýhody vedení s valivým třením

Výrobce komponentů lineárního vedení:

- Hiwin,
- Rexroth,
- Bosch,
- T.E.A. TECHNIK a jiné.

4 Převody v pohonech manipulátorů

4.1 Pastorek a ozubený hřeben

Princip funkce převodu ozubený hřeben-pastorek je zřejmý z Obr. 4-1, kdy se poháněný pastorek odvaluje po ozubeném hřebenu. Pohon se skládá z ozubeného hřebene, který má lichoběžníkový profil (ozubení s nekonečně velkým poloměrem). Tento profil je upevněn k rámu stroje, do ozubeného hřebene zapadá pastorek, pastorek je poháněn servomotorem, prostřednictvím převodovky. Díky vložené převodovce, snížíme otáčky motoru a získáme tak větší moment a tedy i větší posuvovou sílu.



Obr. 4-1 Princip funkce ozubeného hřebene a pastorku [9]

Důležitou užitečnou vlastností pohonu hřeben-pastorek je velký pracovní zdvih. Dále pak možnost uplatnění pro velké silové požadavky a možnost použití několika pastorků na jeden hřeben. Mezi nevýhody pak patří nutnost mazání pohyblivých komponent a jejich opotřebení. Z hlediska silového působení ve styku pastorku spolu s hřebemem, vzniká normálová síla, kterou lze rozdělit do na pastorku na složku radiální, axiální (v případě šikmého ozubení) a tangenciální. Tyto síly je pak nutné zachytit pomocí radiálně-axiálního ložiska.[9]. Souhrn vlastností převodu pomocí ozubeného hřebene je uveden v Tab. 4-1.



Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">• Velké pracovní zdvihy• Velké silové působení (velká hmotnost přesouvaných hmot)• Využití převodovky, velký převodový poměr (vysoké otáčky, transformovány na potřebný velký krouticí moment)• Snadné vymezení vůle (master- slave)• Možnost použití nepřímého odměřování	<ul style="list-style-type: none">• Oproti lineárnímu motoru větší setrvačné hmoty• Nutnost mazání• Vlivem tření pak vznikající teplo a opotřebování komponent• Pohon ozubeným hřebenem není samosvorný

Tab. 4-1 Výhody a nevýhody převodu pomocí ozubeného hřebene [9]

Výrobce převodovek a hřebenů:

- Redex Andantex,
- Atlanta drives,
- Güdel a jiné

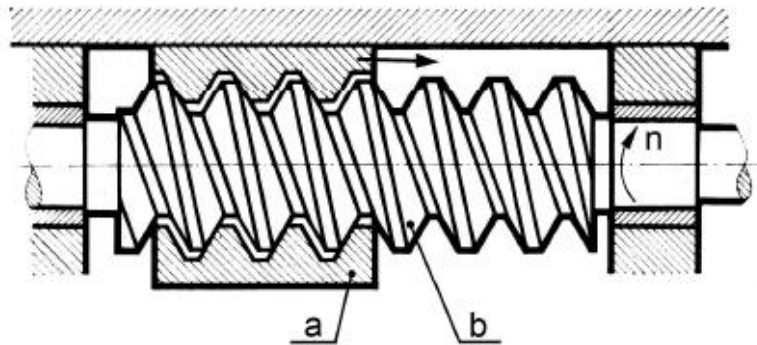
4.2 Pohybové šrouby

V současné době se vyskytují především dva druhy pohybových šroubů – s kluzným a valivým třením.

Šrouby s kluzným třením

Tyto šrouby v důsledku nízké účinnosti byly samosvorné [1]. Většinou to jsou šrouby s trapézovým profilem. Trapézové šrouby s lichoběžníkovým závitem jsou standardním konstrukčním prvkem určeným pro samosvorný převod rotačního pohybu na přímočarý s nízkou účinností danou kluzným třením funkčních ploch jeho profilu, mazáním a použitým materiálem. Šrouby jsou vhodné pro přenos axiálního zatížení. Vymezení vůle mezi šroubem a maticemi je nutné zajistit konstrukčně. [12]

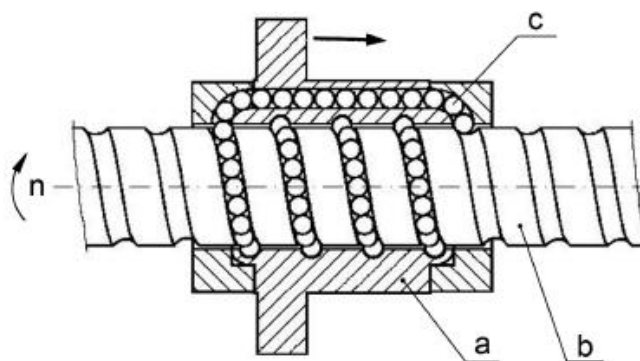
Princip funkce vyplývá z Obr. 4-2.



Obr. 4-2 Princip funkce pohybového šroubu s kluzným třením: a-matice, b-šroub, n-otáčky[10]

Valivé šrouby

Prakticky zcela nahradily pohybové šrouby s kluzným třením. Valivé šrouby mají nízký součinitel valivého tření a nejsou tudíž samosvorné, je nutné aplikovat brzdu [1]. Kuličkový šroub je pohybový šroub s vysokou mechanickou účinností. Tato účinnost je dána tím, že závity šroubu a matice nejsou v přímém kontaktu, ale jsou odděleny kuličkami. U kuličkového šroubu (Obr. 4-3) se kuličky odvalují v souhlasných závitových dráhách na šroubu i v matici. Šroubovitá oběžná dráha v matici je naplněna kuličkami, které se odvalují a zajišťují valivé tření mezi šroubem a maticí. Valivý odpor je značně menší než třecí což se příznivě projevuje na mechanické účinnosti [10].



Obr. 4-3 Kuličkový pohybový šroub: a-matice, b-pohybový šroub, c-kuličky [10]

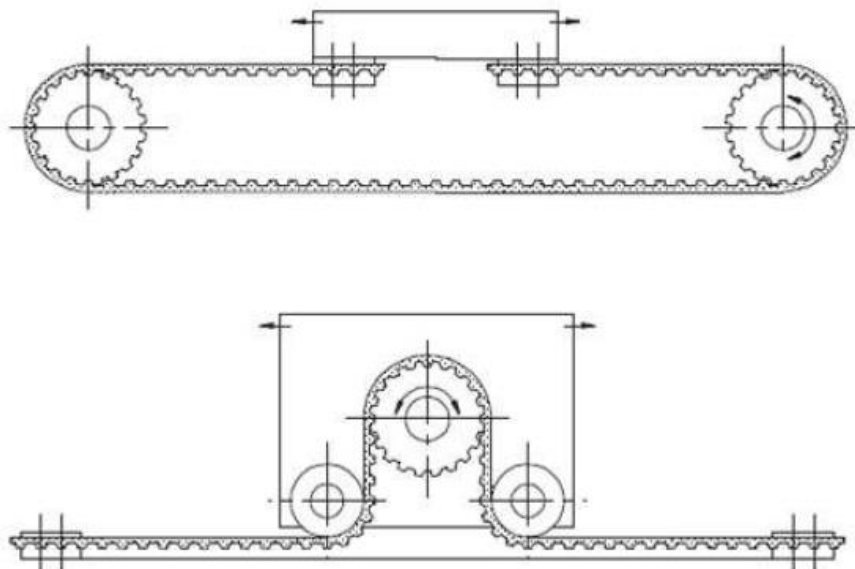
Mezi výhody patří především mechanická vazba, která dovoluje velkou axiální sílu, dále pak například cenová dostupnost jednotlivých dílů v porovnání s lineárním motorem. Dále vlastní konstrukce umožňuje použít nepřímé odměřování. Mezi nevýhody pak patří kromě výše zmíněných rychlostních a silových omezení také potřeba mazání matice kuličkového šroubu. Nevýhodou je také tření mezi jednotlivými pohyujícími se komponenty, jež je zdrojem opotřebování a také generovaného tepla. V neposlední řadě ve srovnání s lineárním motorem roste hmotnost setrvačných hmot a tedy silových (výkonových) požadavků na motor a také omezená výrobní délka šroubů. [9]. Souhrn výhod a nevýhod převodu s pohybovým šroubem je uveden v Tab. 4-2.

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> • Cenová dostupnost komponent • Možnost velkých axiálních sil • Bez nutnosti pohybujiících se energetických řetězců • Možnost použít nepřímé odměřování • Relativně vysoká tuhost 	<ul style="list-style-type: none"> • Rychlostní omezení posuvu max. 90m/min • Omezená délka zdvihu, v závislosti na přesnosti a požadovaném průměru šroubu • Velké setrvačné hmoty (rozběhový moment) • Výrobní nepřesnosti • Tepelná roztažnost komponent • Nutnost mazání matice kuličkového šroubu • Opotřebení komponent

Tab. 4-2 Výhody a nevýhody pohybového šroubu [9]

4.3 Řemenový převod

V současné době nejčastější typ řemenu je ozubený. Přenos síly z řemene na řemenici u ozubeného řemene neprobíhá pomocí tření jako tomu je u řemenů plochých a klínových, ale na základě tvarového styku. Profil řemene je realizován lichoběžníkovým, parabolickým nebo speciálním profilem. Samotný řemen se skládá se tří vrstev, ochranné, tažné a stykové. Konstrukci lineární jednotky lze použít ve dvou variantách provedení (Obr. 4-4). Na stejném obrázku můžeme také vidět uchycení řemene pomocí příložek, které mají v podstatě negativní tvar k profilu řemene. Nevýhodou varianty na spodní části obrázku je nutnost montáže motoru na pohyblivém suportu, čímž se zvýší hmotnost přesouvaných hmot a navíc je nutné použít vedení pro energetické kabely a kabely odměřování. Tento způsob pohonu se používá například pro pohon balčících strojů, tiskařských strojů, plotrů, manipulátorů atd. Jedná se tedy většinou o aplikace, vyžadující menší přesnost polohování, avšak mohou nabídnout levnou variantu pro malé hmotnosti přesouvaných břemen, s vyšší dynamikou a klidným chodem. Ozubené řemeny dosahují účinnosti 97-99%. [9]



Obr. 4-4 Provedení pohonů ozubeným řemenem [9]



Cena komponentů oproti předešlým variantám pohonu je nižší. Jednou z vlastností tohoto typu pohonu je menší tuhost, od které je odvozeno jeho použití, tj. pohony spíše pro manipulační operace, nebo operace kde nepůsobí proměnné zatížení jako např. pohon laserových, vodních nebo plasmových vyřezávaček [9]. Výhody a nevýhody ozubeného převodu jsou shrnuty v Tab. 4-3.

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">•Relativně nízká pořizovací cena•Větší silové zatížení než u lineárního motoru•Nízká hlučnost•Bezúdržbový provoz, bez nutnosti mazání řemene	<ul style="list-style-type: none">•Relativně nízká tuhost, velká deformace pro velké pracovní zdvihy•Zatížení ložisek vlivem předepnutí•Omezené silové zatížení•Limity z pohledu řízení, kvůli nízké tuhosti

Tab. 4-3 Výhody a nevýhody převodu řemen-pastorek[9]

5 Vlastní řešení

V této kapitole jsou probrány tři varianty vlastního řešení celkové konstrukce manipulátoru. Společným základem pro všechny navržené varianty je skelet manipulátoru. Všechny tři varianty řešení se liší pouze zajištěním translačního pohybu. Toto je uděláno pro snadnější hodnocení a výběr konkrétní varianty k rozpracování.

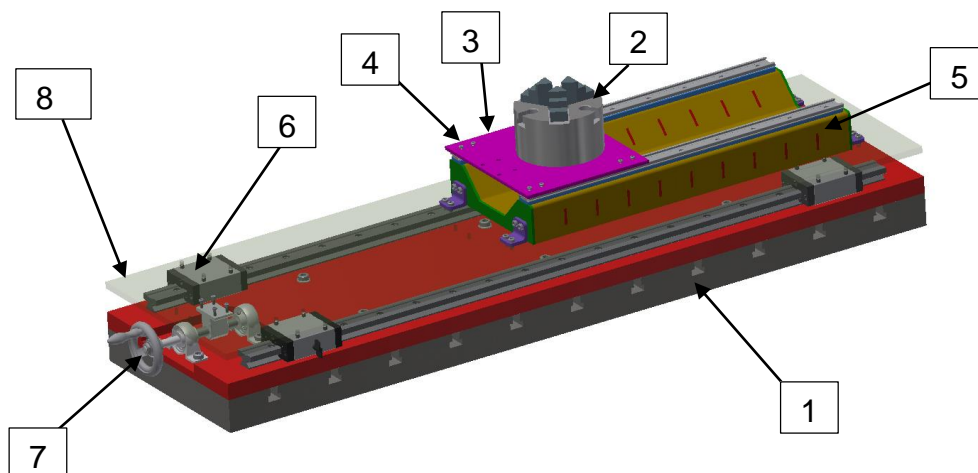
Vybrané varianty zajištění translačního pohybu jsou následující:

- pomocí pneumatického válce
- pomocí rotačního elektrického motoru a trapézového pohybového šroubu
- pomocí rotačního elektrického motoru a ozubeného řemene

Hodnocení navržených variant je provedeno v kapitole

5.1 Skelet manipulátoru.

Konstrukce manipulátoru bez pohonů je uvedena na Obr. 5-1. Při návržení této konstrukce bylo provedeno za předpokladu, že manipulátor bude umístěn na *stole stroje* (pozice 1) s T-drážkami s jmenovitým rozměrem 12 mm a roztečí 100 mm podle DIN650-H12. Celá konstrukce manipulátoru je spojena se stolem stroje pomocí šroubu se vnitřním šestihranem M10x40 DIN 6912, plochých podložek o rozměru 10 ISO 7090 a speciálních matic do t-drážek T12 / M8 podle ČSN 021529. Pozice 2 odpovídá *sklíčidlu*. Výpočet parametru a volba sklíčidla je provedena v kapitole 7.1. *Deska 1* (pozice 3) spojuje sklíčidlo a vozíky *prvního lineárního vedení* (pozice 4 z Obr. 5-1) pomocí šroubů se šestihrannou hlavou M4x10 podle DIN6912.



Obr. 5-1 Konstrukce manipulátoru bez pohonů



Jako vedení pro posuvný pohyb *desky 1* a *sklíčidla* bylo zvoleno lineární kluzné vedení DryLin® NK-02-27-2, 520 (Obr. 5-2) [16]. Je to velmi tenké vedení S hliníkovou vodicí tyčí a extra lehkými vozíky (12,5g) ze speciálního plastu. Daný typ vedení je dimenzován na maximální statické zatížení 500 N.

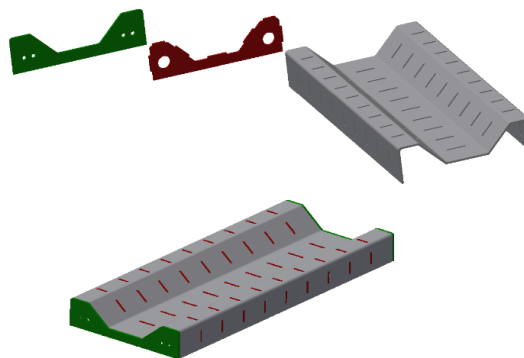
Má následující přednosti:

- malé rozměry
- nízká hmotnost
- samomazací systém
- relativně nízký koeficient tření
- vysoká odolnost proti korozi



Obr. 5-2 Lineární vedení DryLin® NK-02-27-2 [16]

Pohaněná část manipulátoru je umístěna na *loži zámkového typu* (pozice 5 z Obr. 5-1). Konstrukce lože se skládá z několika částí třech typů (Obr. 5-3). Tyto jednotlivé části jsou vyrobené z plechů o tloušťce 4mm. Daná varianta provedení lože má hlavní přednost v tom, že konstrukce má relativně malou hmotnost, ale určitě dostatečnou tuhost a nosnost. Konstrukce daného typu se v poslední době často využívá v konstrukcích manipulátorů díky kombinaci malé hmotností, jednoduché výroby a relativně vysoké nosnosti.



Obr. 5-3 Lože zámkového typu

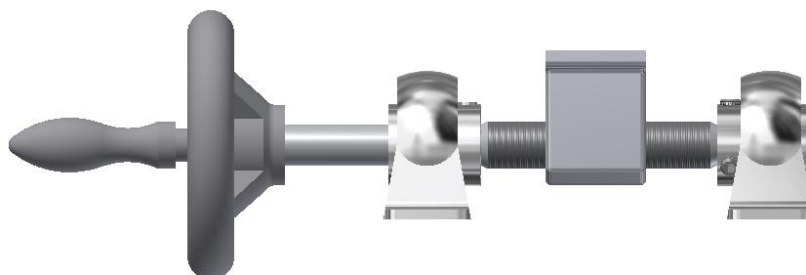


Jako *druhé vedení* je zvoleno DryLin® TKA-01-25-2, 1050 (Obr. 5-4), které je označeno na Obr. 5-1 pozicí 6. Skládá se z hliníkových vodicích tyčí a vozíků, které mají velkou korozní odolnost díky svému anodickému povlaku. Vedení nevyžaduje technickou údržbu a pracuje v suchém provozu. Hmotnost vozíku je dostatečně malá - jen 290g [17]. Jeden ze čtyř vozíků je TW-01-25 HKA s upínací klapkou pro zajištění polohy manipulátoru při ručním mikroposuvu.



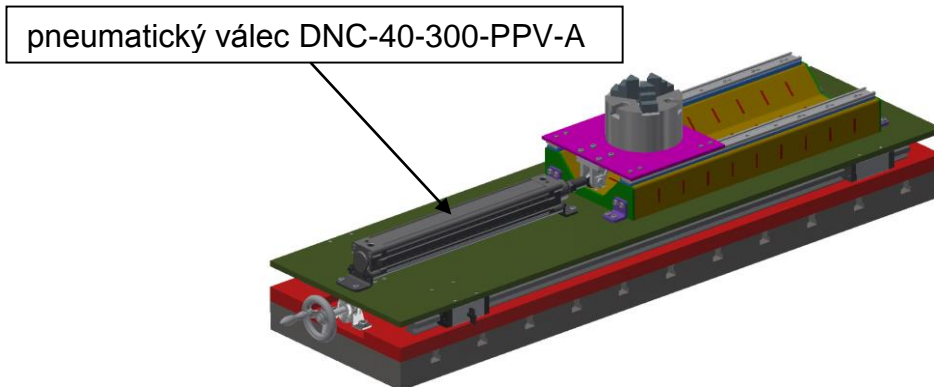
Obr. 5-4 Liineární vedení TW-01-25[17] a TW-01-25 HKA [18]

Ruční mikroposuv (Obr. 5-5), který je označen pozicí 7 na Obr. 5-1 je řešen pomocí posuvového šroubu s jemným metrickým závitem M14x0,5. Jemný metrický závit umožňuje přesnější nastavení polohy. Posuvový šroub je uložen ve dvou ložiskových jednotkách SKF P 12 TF a z jedné strany axiálně zajištěn pomocí dvou stavěcích šroubů M6x8 ISO 4026. Ovládání je zajištěno ručním kolem se třemi paprsky a otočnou rukojetí podle DIN 950 K, které umožňuje pohodlnější otáčení. Spojení s *deskou 2* (pozice 8 Obr. 5-1) je provedeno pomocí čtyř šroubů se vnitřním šestihranem M4x10 DIN 6912 a speciálně vyrobené matice.



Obr. 5-5 Ruční mikroposuv

5.2 Varianta s pneupohonem (Obr. 5-6)



Obr. 5-6 Varianta s pneupohonem

Daná varianta se vyznačuje svou výraznou konstrukční jednoduchostí oproti ostatním variantům. Pohyb pístu pneumatického válce je posuvný, proto transformace pohybu je identická, tedy není žádná nutnost použití jakéhokoliv převodu, stačí jen spojení pístu a pohyblivé částí manipulátoru.

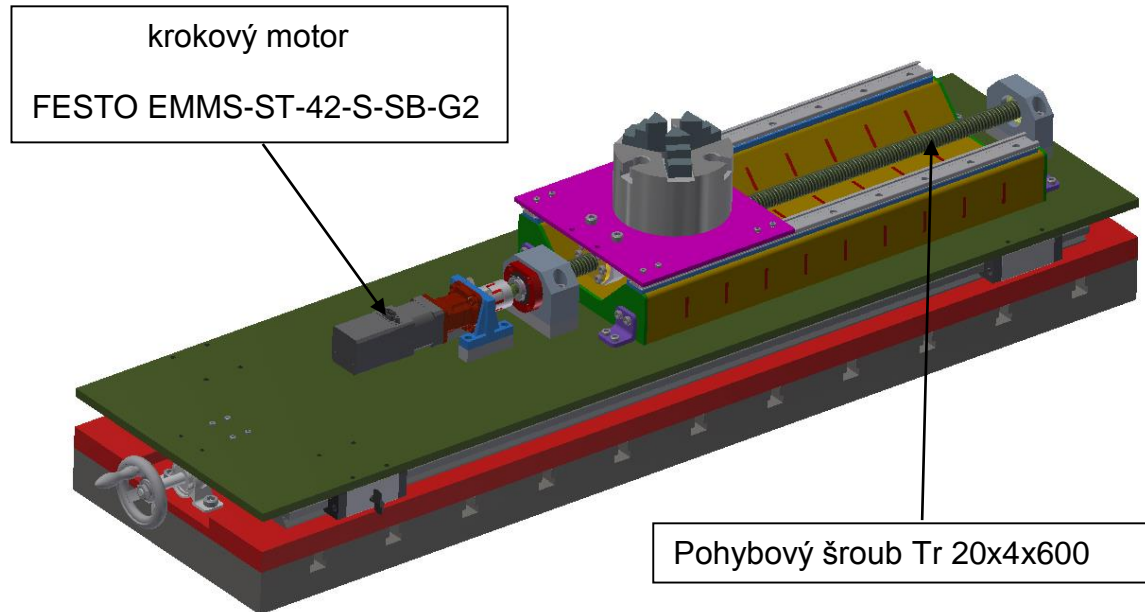
Pro danou variantu byl zvolen pneumatický válec DNC-40-300-PPV-A. Má následující přednosti:

- vysoký rozsah pracovních teplot
- vysoká korozní odolnost
- integrovaná ochrana proti suchým a mastným médiím
- pojištění proti pootočení
- mechanické zámky v koncových polohách jako pojištění před uvolněním, při poklesu tlaku je válec v koncové poloze pojištěn proti pohybu [19].

Pohyb pístu válce není rovnoměrný, avšak pro činnost daného manipulátoru není důležitá právě rovnoměrnost pohybu, ale čas na dosažení koncové polohy. Obecně pneumatické válce se vyznačují svou rychlostí oproti ostatním typům motorů.

Pro práci pneumatického válce je potřeba správně navrhového pneumatického obvodu s rozváděcími ventily, zpětnými škrticími ventily a tlumiči hluku pro pohodlnou práci obsluhy. Taky je potřeba dostatečného množství stlačeného vzduchu, které se dosahuje buď připojením na centrální rozvod, nebo připojením na samostatný kompresor.

5.3 Varianta s trapézovým pohybovým šroubem (Obr. 5-7).

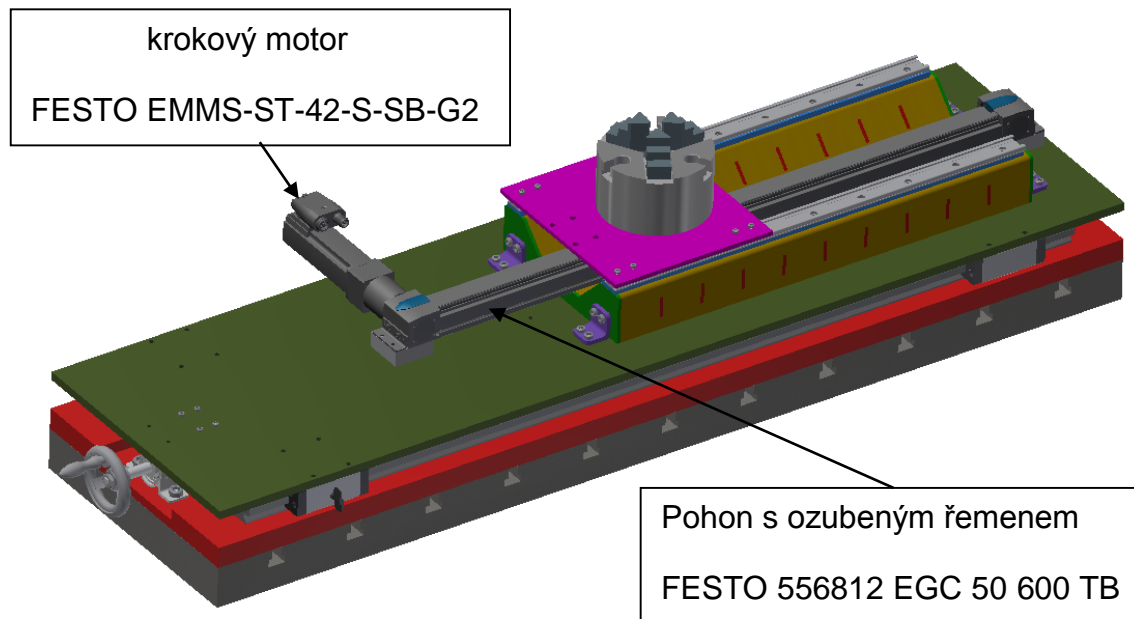


Obr. 5-7 Varianta s trapézovým pohybovým šroubem.

Daná varianta využívá neidentickou transformaci pohybu, kdy se rotační pohyb hřídele elektrického motoru přeměňuje na posuvný pohyb matice. Pro danou variantu byl zvolen stejnosměrný krokový motor FESTO EMMS-ST-42-S-SB-G2, který umožňuje přesné nastavení polohy po jednotlivých krocích. Tato vlastnost v kombinaci s integrovanou brzdou zcela odstraňuje nutnost použití jednoho vozíku s upínací klapkou a celého ručního mikroposuvu jako takového. Vzhledem k relativně malým rychlostem posuvného pohybu je nutno použít převodovku s vhodným poměrovým číslem. Pro spojení převodovky a konce šroubu je využita bezvulová spojka B14KS98 od T.E.A. TECHNIK s.r.o. - Czech Republic. Také nutností je použití napájecího zdroje s příslušným výstupním napětím a vhodného ovladače.

Pro danou variantu byl použit trapézový šroub oproti velmi rozšířenému kuličkovému šroubu zejména díky své nižší ceně a samosvornosti. Daný šroub Tr 20x4x600 je standardním výrobkem KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, a.s. Další potřebné pro práci pohybového šroubu konstrukční prvky, jako ložiskové domky a maticové jednotky, jsou taky dodávány KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, a.s.

5.4 Varianta s ozubeným řemenem (Obr. 5-8)



Obr. 5-8 Varianta s ozubeným řemenem.

V této variantě je taky využita neidentická transformace: rotační pohyb na výstupu z elektrického krokového motoru se přeměňuje na posuvný pohyb saní.

Stejně jako u varianty s trapézovým pohybovým šroubem byl zvolen krokový motor FESTO EMMS-ST-42-S-SB-G2, který umožňuje přesné nastavení polohy na celém rozsahu pohybu saní (proto není nutný ruční mikroposuv). Použití krokového motoru vede k nutnosti použití vhodné převodovky.

Jako pohon s ozubeným řemenem pro tuto variantu byl zvolen FESTO 556812 EGC 50 600 TB KF 20H GK. Předností tohoto pohonu jsou následující:

- tuhý, uzavřený profil
- přesné a zatížitelné vedení na kolejnici
- malé hnací pastorky snižují potřebný hnací moment

Pracovní délka zdvihu je 550 mm a rezervou zdvihu 50 mm. Daná pracovní délka je navržena z rozměrových a konstrukčních důvodů.

Spojení s deskou 1 (položka 3 z Obr. 5-1) je provedeno pomocí speciálních příslušných pátek, šroubu a distančních plechů (umísťují se pod pátky pohonu). Saně pohonu se spojují s deskou 1 (položka 3 z Obr. 5-1) pomocí šroubu se vnitřním šestihranem.



6 Volba varianty k rozpracování

Volba varianty k podrobnějšímu rozpracování je provedena pomocí metody vícekritériálního rozhodování. Jako důležitá kritéria pro rozhodnutí mezi třemi varianty manipulátoru byly zvoleny 5 následujících:

- K1 – cena
- K2 – přesnost
- K3 – spolehlivost
- K4 – jednoduchost konstrukce
- K5 – jednoduchost montáže

Dále pro každé kritérium byla stanovena váha, kde 5 odpovídá nejlepší hodnotě splnění kritéria, 1 odpovídá nejmenší. Stanovená dílčí váha je poměr mezi vahou jednotlivého kritéria a sumou vah všech kritérií. Hodnocení kritérií je znázorněno v Tab. 6-1 Váhy kritérií Tab. 6-1.

Kritérium	Váha kritéria	Dílčí váha kritéria
K1	5	0,28
K2	2	0,11
K3	3	0,17
K4	4	0,22
K5	4	0,22

Tab. 6-1 Váhy kritérií

V Tab. 6-2 je provedeno přiřazení vah kritérií pro každou variantu konstrukce manipulátoru a uvedeny výsledky celkové agregace, která se počítá jako součet součinů dílčích vah a bodů hodnocení pro každou variantu.

Konstrukce	K1	K2	K3	K4	K5	Agregace
S pneupohonem	5	3	4	5	5	4,61
S pohybovým šroubem	2	5	4	3	3	3,11
S ozubeným řemenem	4	5	4	4	4	4,11

Tab. 6-2 Bodování a agregace

Důležitým výsledkem provedené vícekritériální analýzy jsou hodnoty agregací jednotlivých variant. Nejvyšší počet bodů má konstrukce s pneupohonem, proto dále bude rozpracována právě tato varianta.

7 Rozpracování vybrané varianty.

Podle vícekritériálního rozhodování v předchozí kapitole k rozpracování byla zvolena konstrukce s pneupohonem (Obr. 5-6). Pro tuto variantu bude následovně provedena volba sklíčidla, vypočítán průběh rychlostí, navrženo pneumatické schéma a sestavena výkresová dokumentace.

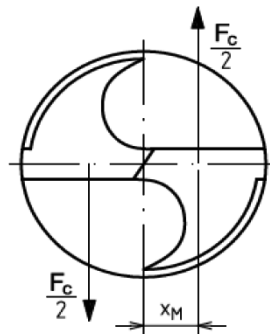
7.1 Výpočet parametrů sklíčidla.

Pro zachycení obrobku je vhodné použít tříčelistové sklíčidlo. Vzhledem k tomu, že je třeba navrhnout manipulátor co nejjednodušší a pohodlnější z hlediska ovládání a provozu, bylo řešeno navrhnout pneumatické sklíčidlo.

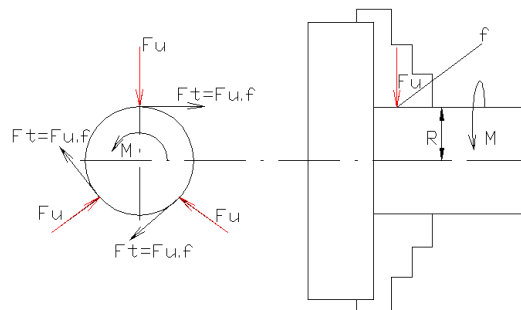
Obr. 7-1 znázorňuje schéma pro výpočet řezné síly. Výpočet řezného momentu:

$$M_c = 2 \cdot \frac{F_c}{2} \cdot x_m [N \cdot mm] \quad (7-1)$$

kde x_m [mm] je vzdálenost působíště řezné síly F_c od osy vrtáku. x_m se obvykle udává jako polovina poloměru vrtáku.



Obr. 7-1 Síly při vrtání [13]



Obr. 7-2 Výpočet upínací síly [14]

Na Obr. 7-2 je schematický obrázek pro výpočet upínací síly.

$$F_c = C_k \cdot R_m \cdot a_p \cdot f_p = 4 \cdot 500 \cdot 0,15 \cdot 0,15 = 45 [N] \quad (7-2)$$



$$M_c = F_c \cdot \frac{D_d}{4} = 45 \cdot \left(\frac{80 - 2 \cdot 3}{4} \right) = 832,5 [N \cdot mm]$$

$$M_t \geq k \cdot M_c, k \approx 1,5 \quad (7-3)$$

$$M_t = 3 \cdot F_t \cdot \frac{D}{2} = 3 \cdot f \cdot F_u \cdot \frac{D}{2} \quad (7-4)$$

$$3 \cdot f \cdot F_u \cdot \frac{D}{2} \geq k \cdot M_c \rightarrow F_u \geq 2 \frac{k \cdot M_c}{3 \cdot f \cdot D} \rightarrow F_u \geq \frac{1,5 \cdot 832,5 \cdot 2}{3 \cdot 0,15 \cdot 80} = 69,375 \approx 70 [N] \quad (7-5)$$

Celková svěrná síla F_s pak:

$$F_s = 3F_u = 70 \cdot 3 = 210 [N] \quad (7-6)$$

7.2 Volba skličidla

Pro dané rozměry obrobku a výpočtené parametry upinací síly bylo návrženo pneumatické tříčelistové skličidlo PU3S 125 (Obr. 7-3) od firmy Poličské strojírny a.s. s následující parametry uvedenými v Tab. 7-1.

Typ	Type	PU3S 125	
Objednací číslo	Order number	23200804	
L		mm	70
l1		mm	40
l2		mm	18
D		mm	125
D1		mm	20
D2		mm	-
D3 H7		mm	100
D4 ± 0,2		mm	85
D5		mm	48
Ds		mm	3-138
Dv		mm	30-159
d 6H		M33 x 2	
d1		mm	11,5
d2		mm	16,5
h		mm	4
h1		mm	15
h2		mm	-
a H12		mm	-
a1		mm	-
a2 H11		mm	14
a3		mm	23
b		mm	-
b1		mm	-
b2		mm	7
b3		mm	19
b4		mm	3
C		mm	25
X		mm	-
Y		mm	-
Z		st	-
Uhmý zdvih čelistí na průměr	Total jaw opening to diameter	mm	9
Uhmá svírací síla p tlaku 0,6 MPA	Total clamping force ba pressure 0,6 MPa N		15 000
Hmotnost	Weight	kg	5,8
Max. otáčky	Max. revolution	1/min	3 000
Doporučený upinací válec	Recommended clamping cylinder		PVR 160



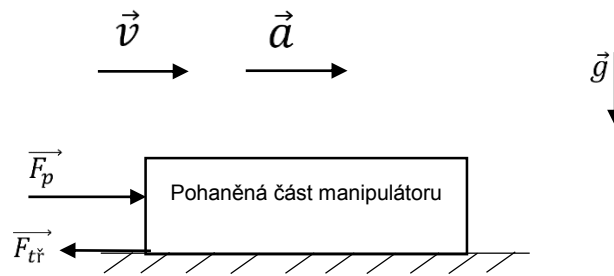
Tab. 7-1 Parametry skličidla PU3S 125 [15]

Obr. 7-3 Skličidlo PU3S 125 [15]

Celková svěrná síla zvoleného skličidla je mnohem větší, než požadovaná, ale je vyhovující z rozměrového a hmotnostního hlediska. Hmotnost zvoleného skličidla je 5,8 kg.

7.3 Výpočet posuvových rychlostí manipulátoru.

Schematickým obrázkem pro výpočet rychlostních parametru je Obr. 7-4.



Obr. 7-4 Schématický obrázek pro výpočet rychlostních parametrů

Znamé veličiny jsou celkový zdvih a střední rychlost, celkový čas pak:

$$t = \frac{S}{v} = \frac{0,3}{0,2} = 1,5 \text{ [s]} \quad (7-7)$$

Zvolená hodnota zrychlení a zbrzdění je $a = 2,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$. Pro výpočet celkové posuvné síly F_p je ještě potřeba znát celkovou pohybovou hmotnost soustavy m_p , která se skládá z hmotnosti sklíčidla, desky 1 a hmotnosti obrobku. Hmotnosti vozíků, šroubů a montážních prvků jsou zanedbány. Hmotnost desky 1 je uvedena v příslušné příloze, hmotnost sklíčidla je uvedena v Tab. 7-1 Parametry sklíčidla PU3S 125 [15], hmotnost obrobku je vypočítána níže.

$$m_o = \frac{\pi D_{max}^2}{4} \cdot H_{max} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 7890 = 3,97 \text{ [kg]} \quad (7-8)$$

Celková pohybová hmotnost:

$$m_p = m_o + m_{d1} + m_{sk} = 3,97 + 1,941 + 5,8 = 11,71 \text{ [kg]} \quad (7-9)$$

kde m_{sk} je hmotnost sklíčidla, m_{d1} je hmotnost Desky 1.

Posuvná síla F_p :

$$F_p = m_p \cdot a = 11,71 \cdot 2,8 = 32,8 \text{ [N]} \quad (7-10)$$

Pro výpočet třecí síly se použije koeficient tření v prvním vedení $f_1 = 0,2$:

$$F_{tř} = m_p \cdot g \cdot f_1 = 11,71 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 22,97 \text{ [N]} \quad (7-11)$$

Vypočítané parametry jako třecí síla, pohybová hmotnost, celkový zdvih a čas zdvihu jsou zadávány do simulačního software Pneumatic drives (Obr. 7-5) firmy FESTO, který je dostupný online [20].

systémové parametry - podklady pro výběr dále >

očekáv. čas dosažení polohy	chtěl bych dosáhnout čas pohovování:	<input type="text" value="1.5"/> s
základní nastavení válce	<input checked="" type="checkbox"/> s jednosměrným škrtkovým ventilem požadovaný zdvih úhel montáže směr pohybu	<input type="text" value="300"/> mm <input type="text" value="0"/> deg <input type="radio"/> vpravo <input type="radio"/> zajištět
náplení vzduchem	provozní tlak	<input type="text" value="6"/> bar
	děka hadice	<input type="text" value="1"/> m
	jedn. pro (pr. vzd. > ventl. > válec) ventl. > válec	<input type="text" value="1"/> m
nastavení zátěže	pohybovaná hmotnost	<input type="text" value="11.71"/> kg
	přídavná síla nárazu	<input type="text" value="0"/> N
	přídavná třecí síla	<input type="text" value="22.97"/> N

Obr. 7-5 Zadávání hodnot pro simulaci pneupohonů

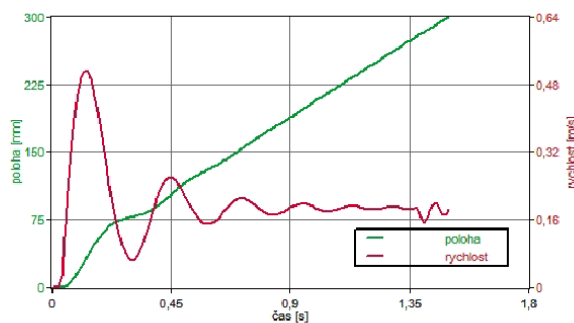
Dále byl zvolen pneumatický válec DNC-40-300-PPV-A (**Chyba! enalezen zdroj odkazů.**), pro který v následujícím kroku je provedena simulace pohybu.



Obr. 7-6 DNC-40-300-PPV-A [21]

Vypočtené výsledky a průběh rychlostí po simulaci jsou uvedeny na Obr. 7-7. Celkové výsledky simulace jsou v příloze 1.

celkový čas pro dosažení polohy	1.498 s	rychlost nárazu	0.184 m/s
průměrná rychlost	0.200 m/s	max. rychlost	0.516 m/s
minimální spotřeba vzduchu	3.121 l	spotřeba vzduchu na cyklus	4.956 l
nastavení PPV	100 %		
kin. energie nárazu	0.211 J		

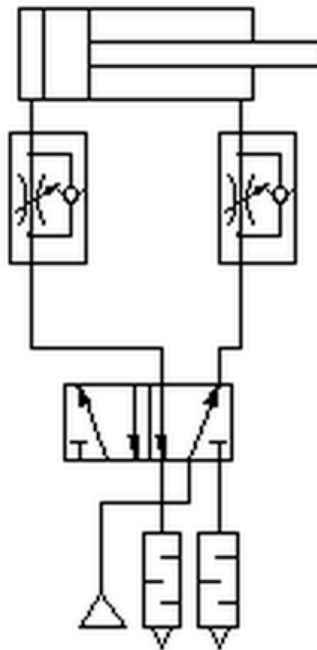


Obr. 7-7 Výsledky simulace

Podle výsledků simulace je zřejmé, že pneumotor DNC-40-300-PPV-A splňuje požadavky ze zadání, čili manipulátor s daným pneumotorem dosáhne vzdálenosti 300 mm za dobu 1,498 s se střední rychlostí posuvu 0,2 m/s.

7.4 Pneumatická schéma

Pomocí simulačního software Pneumatic drives je vytvořeno základní pneumatické schéma (Obr. 7-8), které splňuje podmínky pohybu pneumotoru DNC-40-300-PPV-A a jeho regulací posuvových rychlostí.



Obr. 7-8 Pneumatické schéma

Tato schéma umožňuje nezávislé řízení rychlostí v obou směrech pohybu. Škrticí ventily jsou umístěné na výstupu pneumotoru (škrcení na výstupu) a jsou stavitelné. Obtokové jednosměrné ventily řeší přímý vstup stlačeného vzduchu do pneumotoru. Odvod (výfuk) vzduchu je proveden přes dvojici tlumičů hluku.



8 Závěr

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo navržení konstrukce manipulátoru pro vrtání cylindrických obrobků. Pro úspěšné vypracování práce bylo nutno najít informace, metody a principy, které se týkají problematiky navržení průmyslových robotů a manipulátorů.

V teoretické části bakalářské práce byly postupně probrány důležité části manipulátorů s translačním pohybem. Byla věnována pozornost bližšímu dělení a popisu různých typů motorů, lineárního vedení a nejčastěji se vyskytujících typů převodů.

Při návrhu jednotlivých typů konstrukcí manipulátoru se vycházelo především z principů a možností zmíněných v teoretické části této bakalářské práce. Byly navrženy tři varianty, které se lišily způsobem zajištění translačního pohybu. Ze třech daných variant pomocí vícekritériálního rozhodování byla následovně zvolena jedna nejlépe vyhovující varianta s pneupohonem k dalšímu rozpracování. Pro tuto variantu byly vypočítány potřebné hodnoty rychlostí a spotřeby vzduchu a sestavena výkresová dokumentace.

Hlavním přínosem této bakalářské práce je celkové shrnutí informací a poznatků týkající se principů práce neustále se rozvíjících průmyslových robotů a manipulátorů a jejich návrhu. Návrh manipulátoru pro vrtání cylindrických obrobků je možno využít pro základní studii dalších typů manipulátorů s translačním pohybem.



9 Seznam obrázků

- OBR. 2-1 OBROBEK A KONCEPT MANIPULÁTORU PODLE ZADÁNÍ
- OBR. 3-1 STRUKTURA TRANSLAČNÍ JEDNOTKY Z HLEDISKA VOLBY POHONU [1]
- OBR. 3-2 STRUKTURA TRANSLAČNÍ JEDNOTKY Z HLEDISKA KONCEPCE A VODICÍCH PRVKŮ [1]
- OBR. 3-3 ELEKTROMOTOR FRAC 50W [2]
- OBR. 3-4 SERVOMOTOR FESTO EMME-AS [3]
- OBR. 3-5 KROKOVÝ MOTOR KK60 [2]
- OBR. 3-6 FYZIKÁLNÍ PODSTATA LINEÁRNÍCH ELEKTRICKÝCH MOTORŮ. [4]
- OBR. 3-7 LINEÁRNÍ MOTOR ŘADY LMC OD HIWIN [4]
- OBR. 3-8 DIFERENCIÁLNÍ HYDRAULICKÝ VÁLEC OD BOSCH REXROTH [5]
- OBR. 3-9 PNEUMATICKÝ VÁLEC FESTO DSBG [6]
- OBR. 3-10 KLUZNÉ VEDENÍ: A-PLOCHÉ, B-RYBINOVÉ, C-VÁLCOVÉ, D-PRIZMATICKÉ [11]
- OBR. 3-11 KULIČKOVÉ VEDENÍ TYPU RG OD SPOLEČNOSTI HIWIN [7]
- OBR. 3-12 VÁLEČKOVÉ VEDENÍ TYPU RG OD SPOLEČNOSTI HIWIN [7]
- OBR. 4-1 PRINCIP FUNKCE OZUBENÉHO HŘEBENE A PASTORKU [9]
- OBR. 4-2 PRINCIP FUNKCE POHYBOVÉHO ŠROUBU S KLUZNÝM TŘENÍM [10]
- OBR. 4-3 KULIČKOVÝ POHYBOVÝ ŠROUB: A-MATICE, B-POHYBOVÝ ŠROUB, C-KULIČKY [10]
- OBR. 4-4 PROVEDENÍ POHONŮ OZUBENÝM ŘEMENEM [9]
- OBR. 5-1 KONSTRUKCE MANIPULÁTORU BEZ POHONŮ
- OBR. 5-2 DRYLIN® NK-02-27-2 [16]
- OBR. 5-3 LOŽE
- OBR. 5-4 TW-01-25[17] A TW-01-25 HKA [18]
- OBR. 5-5 RUČNÍ POSUV
- OBR. 5-6 VARIANTA S PNEUPOHONEM
- OBR. 5-7 VARIANTA S TRAPÉZOVÝM POHYBOVÝM ŠROUBEM.
- OBR. 5-8 VARIANTA S OZUBENÝM ŘEMENEM.
- OBR. 7-1 SILY PŘI VRTÁNÍ [13]
- OBR. 7-2 VÝPOČET UPÍNACÍ SILY [14]
- OBR. 7-3 SKLÍČIDLO PU3S 125 [15]
- OBR. 7-4 SCHÉMATICKÝ OBRÁZEK PRO VÝPOČET RYCHLOSTNÍCH PARAMETRŮ
- OBR. 7-5 ZADÁVÁNÍ HODNOT PRO SIMULACI PNEUPOHONŮ
- OBR. 7-6 DNC-40-300-PPV-A [21]
- OBR. 7-7 VÝSLEDKY SIMULACE
- OBR. 7-8 PNEUMATICKÉ SCHÉMA



10 Seznam tabulek

TAB. 3-1 VÝHODY A NEVÝHODY ELEKTROMOTORU [1]

TAB. 3-2 SOUHRN APLIKACÍ ELEKTRICKÝCH MOTORŮ V PRŮMYSLU [1]

TAB. 3-3 HODNOCENÍ HYDRAULICKÝCH MOTORŮ V POROVNÁNÍ S PNEUMATICKÝMI [1]

TAB. 3-4 VÝHODY A NEVÝHODY PNEUMATICKÝCH POHONŮ[1]

TAB. 3-5 VÝHODY A NEVÝHODY VEDENÍ S VALIVÝM TŘENÍM

TAB. 4-1 VÝHODY A NEVÝHODY PŘEVODU POMOCÍ OZUBENÉHO HŘEBENÉ [9]

TAB. 4-2 VÝHODY A NEVÝHODY POHYBOVÉHO ŠROUBU [9]

TAB. 4-3 VÝHODY A NEVÝHODY PŘEVODU ŘEMEN-PASTOREK[9]

TAB. 6-1 VÁHY KRITÉRIÍ

TAB. 6-2 BODOVÁNÍ A AGREGACE

TAB. 7-1 PARAMETRY SKLÍČIDLA PU3S 125 [15]



11 Seznam použitého software

Microsoft Office Word 2013

Autodesk Inventor Professional 2014 – studentská verze

Pneumatic drives (FESTO)



12 Seznam zdrojů

- [1] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory*. 1. vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TUO, 2007. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [2] Katalog - Polohovací systémy - Lineární osy. *HIWIN.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/download/de806a4e1714e16e3c9bb1579909f6f6>
- [3] Servomotory EMME-AS. *FESTO.com* [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EMME-AS_CZ.PDF
- [4] Katalog - Polohovací systémy - Lineární osy. *HIWIN.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/05_Polohovaci_systemy_Linearni_osy.pdf
- [5] Hydraulické válce s kruhovými víky: CD – diferenciální válce CDM1. [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&Region=none&VHist=Start,p537326,p537327,p537595&PageID=p543298>
- [6] Válce dle norem DSBG, ISO 15552. *FESTO.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSBG_CZ.PDF
- [7] Katalog - lineární vedení. *HIWIN.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/01_linearni_vedeni_v2.pdf
- [8] Lineární vedení. [Http://www.linearni-vedeni.com/](http://www.linearni-vedeni.com/) [online]. 2015 [cit. 2015-03-06]. Dostupné z: <http://www.linearni-vedeni.com/data/web/katalogy-linear/produktova%20rada%20Bosch.pdf>
- [9] KRÁL, S. Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub, Ph.D..



- [10] STRAPINA, T. Deskripce kuličkových šroubů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 34 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [11] ŠVÁČEK, K. Deskripce vedení u obráběcích strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 36 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Holub.
- [12] Kluzné šrouby. *Ks-kurim.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-03-08]. Dostupné z: http://www.ks-kurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/kluzne_srouby_CZ.pdf
- [13] HON, P. Analýza řezných sil při vrtání šroubovitým vrtákem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 49 s, 4 přílohy. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Píška, CSc.
- [14] Střední odborné učiliště technické, Žižkova 1501, Chotěboř. UPÍNÁNÍ PŘI OBRÁBĚNÍ, URČENÍ SIL [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: http://www.souch.cz/dok/upinani_pri_obrazeni.doc
- [15] Pneumatická upínací tříčelistová sklíčidla. *Poličské strojírny a.s* [online]. 2015 [cit. 2015-05-25]. Dostupné z: <http://www.pos.cz/pdf/pu3s.pdf>
- [16] DryLin® NK-02-27 low profile linear slide. *Ingus.com* [online]. 2015 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.igus.com/wpck/3592/drylin_n_NK_02_27?C=US&L=en
- [17] DryLin® T. *Ingus.com* [online]. 2015 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/1856/DryLin_T_Einstellbares_Spiel?C=CZ&L=cs
- [18] DryLin® T - Ruční upínání. *Ingus.com* [online]. 2015 [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/2199/DryLin_T_Handklemmung?C=CZ&L=cs
- [19] Válce dle norem DNC, ISO 15552. *FESTO.com* [online]. 2015 [cit. 2015-06-07]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DNC_CZ.PDF



[20] Pneumatic drives. *FESTO.com* [online]. 2015 [cit. 2015-06-08]. Dostupné z:
http://www.festo.com/net/cs_cz/SupportPortal/Downloads/281627/216829/

[21] Válce podle norem DNC, metrické 1922624 DNC-40-30-PPV-A.
FESTO.com [online]. 2015 [cit. 2015-06-11]. Dostupné z:
http://www.festo.com/cat/cs_cz/search?query=DNC-40-30-PPV-A

[22] VRBKA, Michal. Modelování lineárního pohonu s DC motorem pro potřeby řízení. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 61 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Houška, Ph.D.



13 Seznam příloh

Příloha 1 - Výsledky simulace pro DNC-40-300-PPV-A pomocí Pneumatic drives

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy: <i>Sestava manipulátoru</i>	BP-0192-00-00-00
Výkres sestavy: <i>Ruční mikroposuv</i>	BP-0192-00-02-00
Kusovník: <i>Sestava manipulátoru</i>	BP-0192-00-00-00-K
Kusovník: <i>Ruční mikroposuv</i>	BP-0192-00-02-00-K
Výrobní výkres: <i>Deska 3</i>	BP-0192-00-00-03
Výrobní výkres: <i>Deska 2</i>	BP-0192-00-00-04
Výrobní výkres: <i>Deska 1</i>	BP-0192-00-00-05
Výrobní výkres: <i>L-držák</i>	BP-0192-00-00-06
Výrobní výkres: <i>Opěra pro lineární vedení</i>	BP-0192-00-00-07
Výrobní výkres: <i>Posuvový šroub</i>	BP-0192-00-02-01
Výrobní výkres: <i>Matice</i>	BP-0192-00-02-02



14 Přílohy

Příloha 1- Výsledky simulace pro DNC-40-300-PPV-A pomocí Pneumatic drives

FESTO

zadání hodnot - systémové parametry

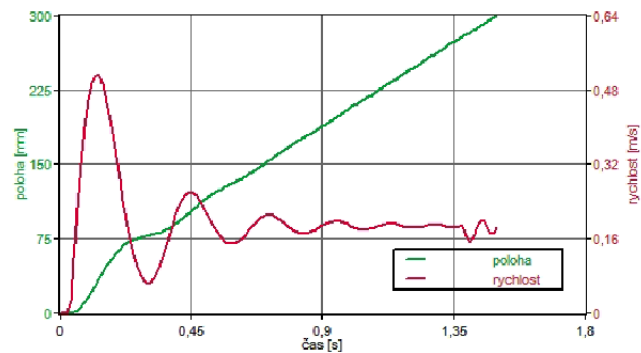
požadovaný zdvih	0.3 m	směr pohybu	vyjetí
pohybovaná hmotnost	11.71 kg	provozní tlak	6 bar
přídavná síla nárazu	0 N	přídavná třecí síla	22.97 N
úhel montáže	0 °		

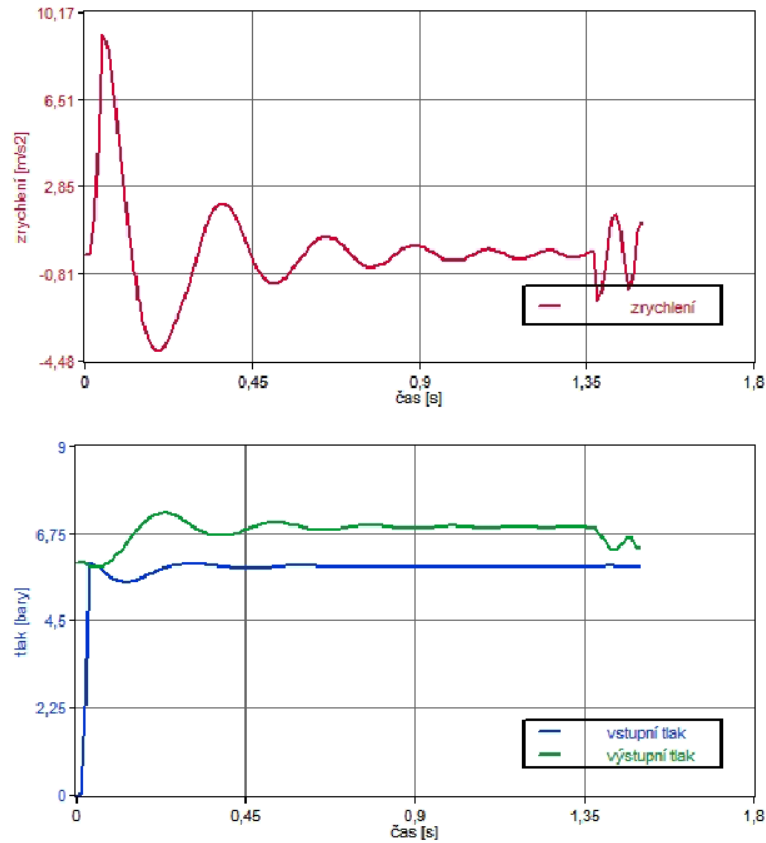
kusovník

pohon	DNC-40-300-PPV-A	1922628	nastavení:	průtok 4.6 otevření - otáčky
škrtkicí zpětný ventil	GRLA-1/4-QS-10-D	193148		
ventil	CPE18-M1H-5L-1/4	163142		
tlumič hluku	U -1/4	2316		
hadice [válec > ventil]	PUN-10x1,5-BL	159668	délka hadice	1 m
šroubení1	QS-1/4-10	153007		
hadice [zdroj > ventil]	PUN-10x1,5-BL	159668	délka hadice	1 m
šroubení2	QS-1/4-10	153007		

vypočtené výsledky

celkový čas pro dosažení polohy	1.498 s	rychlost nárazu	0.184 m/s
průměrná rychlost	0.200 m/s	max. rychlost	0.516 m/s
minimální spotřeba vzduchu	3.121 l	spotřeba vzduchu na cyklus	4.956 l
nastavení PPV	100 %		
kin. energie nárazu	0.211 J		





Festo nemůže převzít záruky za škody, vzniklé díky použití nebo nepoužití tohoto software - i v případě chyb. Toto platí i tehdy, pokud byla chyba firmě Festo známa.

Pomocí tohoto programu získaná data a výsledky slouží jen k popisu výrobku a nepředstavují zaručené vlastnosti v právním smyslu.