



Bakalářská práce

Návrh koncového efektoru pro průmyslový robot

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Hubert Houska

Vedoucí práce:

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Liberec 2024



Zadání bakalářské práce

Návrh koncového efektoru pro průmyslový robot

Jméno a příjmení:

Hubert Houska

Osobní číslo:

S21000276

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Zadávající katedra:

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Akademický rok:

2021/2022

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši mechanismů zajišťujících přímočarý pohyb bodu tělesa.
2. Proveďte kinematickou analýzu vybrané struktury přímovodu.
3. Navrhnete mechanismus pro vybranou aplikaci v automatizaci.
4. Určete krajní pracovní polohy navrženého mechanismu.

Rozsah grafických prací: výrobní výkresy a výkres sestavení
Rozsah pracovní zprávy: 35
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

AMBEKAR, Ashok G. *Mechanism and machine theory*. Delhi: PHI Learning Private Limited, 2007. Eastern economy. ISBN 978-81-203-3134-1.

NORTON, Robert L. *Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines*. New York: McGraw-Hill, 2012. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 978-0-07-352935-6.

Vedoucí práce: doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Datum zadání práce: 31. ledna 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
garant studijního programu

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

1 Abstrakt

Úkolem této bakalářské práce je návrh koncového efektoru pro průmyslový robot. V první fázi byla provedena rešerše v oblasti přímočarých mechanismů. Dále byla provedena kinematická analýza. Na základě poznatků z rešerše a výsledků kinematické analýzy byl navržen koncový efektor pro průmyslový robot pro danou aplikaci ve strojírenství. Na závěr byla vytvořena výrobní dokumentace zařízení.

2 Klíčová slova

Mechanismus, efektor, robot

3 Abstract

The objective of this bachelor's thesis was to design the end effector for the industrial robot. In the first phase, research in the field of straight line mechanisms was concluded. In the next step, kinematics analysis was made. Based on the conclusions of the research and mentioned analysis, an effector was designed, which meets requirements for application in the industry field. Lastly, production documentation for this mechanism was created.

4 Keywords

Mechanism, Effector, robot,

5 Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Martinu Bílkovi Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a trpělivost při zpracování mé bakalářské práce.

Obsah

1	Abstrakt.....	5
2	Klíčová slova	5
3	Abstract.....	5
4	Keywords	5
5	Poděkování.....	6
	Obsah	7
6	Abecední seznam zkratk, symbolů a termínů	8
7	Úvod.....	9
8	Přímočaré mechanismy.....	10
8.1	Přibližně přímočaré mechanismy.....	10
8.1.1	Wattův přímovod.....	10
8.1.2	Chebyshevův přímovod.....	11
8.1.3	Hoekensův přímovod	11
8.1.4	Robertsův mechanismus.....	12
8.2	Přesné přímovody	13
8.2.1	Peaucellier-Lipkinův přímovod.....	13
8.2.2	Scott-Rusellův přímovod.....	14
8.2.3	Sarrusův přímovod	15
8.2.4	Hartův "A" mechanismus.....	15
8.3	Návrh koncového efektoru	17
8.3.1	Kinematická analýza	18
8.3.1.1	Výpočet trajektorie bodu.....	19
8.4	Silové uvolnění	23
8.5	Sestavení Efektoru	26
	Toleranční analýza.....	27
	Závěr.....	29
1.	Tabulka obrázků	30
9	Seznam literatury a použitých zdrojů	31
10	Seznam Příloh.....	33

6 Abecední seznam zkratk, symbolů a termínů

(x)	Označení směru osy	-
(y)	Označení směru osy	-
a	Šířka uložení čepu v táhle	mm
A-E	Body náčrtu	-
b	Šířka uložení čepu v rameni	mm
d	Odchylka od přímočarého pohybu	mm
d_1	Průměr čepu	mm
f	Koeficient tření	mm
ϕ	Úhel rozevření čelistí	rad/°
F_n	Síla vyvozená na čelistech	N
H	Rozsah pohybu matice	mm
k	koeficient bezpečnosti	-
ψ	Pomocný úhel	rad/°
R_{ax}	Složka síly v uložení ve směru (x)	N
R_{ay}	Složka síly v uložení ve směru (y)	N
R_{bx}	Složka síly v uložení ve směru (x)	N
R_{by}	Složka síly v uložení ve směru (y)	N
R_{cx}	Složka síly v uložení ve směru (x)	N
R_{cy}	Složka síly v uložení ve směru (y)	N
σ	Napětí v ohybu	Mpa
τ	Napětí ve stříhu	Mpa
x	Teoretický rozsah pohybu matice	mm

7 Úvod

Již od začátku našeho života přemýšlíme jak některé věci uchopit a přemístit, obdobně tomu je i v technické praxi. Snahou konstruktérů bylo vždy najít optimální řešení pro danou aplikaci. S nástupem automatizace ve výrobním procesu a érou moderní výpočetní techniky se téma uchopení objektů stalo více aktuálním a s postupným příchodem průmyslu 4.0 je aktuálnější než kdy dříve.

Pojmem Průmysl 4.0 je označován proces automatizace výroby. Jeho cílem je nahradit lidskou práci v průmyslu pomocí kooperačních robotů. Za využití metod jako strojové učení, strojové vnímání, autokonfigurace, autodiagnostika a síťové propojení strojů, dílů, výrobních a skladovacích jednotek.

"Exemplárním příkladem Průmyslu 4.0 neboli 4. průmyslové revoluce je tzv. chytrá továrna - podnik, kde inteligentní stroje, které nepotřebují velké množství obslužného personálu, spolu vzájemně komunikují a díky připojení k internetu a schopnosti vyhodnotit velké množství dat neustále zlepšují celý výrobní proces. Propojují ho s vývojem, zákaznickým servisem i například expedicí. Vést může až ke kompletní digitalizaci výroby." [13]

S postupnou implementací vize čtvrté průmyslové revoluce se přibližujeme k pojmu personifikovaná výroba. Kdy zákazník si nebude vybírat produkt na policích obchodů, ale v pohodlí domova, a co víc, bude si jej moci modifikovat přesně dle svých požadavků. Ať už jde o barvu, velikost, tvar, materiál, pro plně automatický průmysl by neměl být problém vyrobit jakýkoliv produkt v krátkém časovém horizontu. S rostoucí možnou variabilitou výroby roste poptávka po univerzálnějších robotických efektoch vhodných pro uchopení předmětů různých tvarů a velikostí.

Úchopné prvky průmyslových robotů, lze rozdělit na několik základních kategorií. První kategorií jsou mechanické uchopovače, které dále dělíme na pasivní (uchopovací síla vyvozena kupříkladu odpružením čelistí) a aktivní, kde se o uchopovací sílu stará řízený motor. Dále uchopovací prvky dělíme na podtlakové a to buď pasivní, aktivní (s řízeným vyvozením podtlaku). Poslední kategorií jsou uchopovače magnetické, které opět dělíme buď na aktivní, nebo pasivní, dle způsobu vyvození magnetického pole.

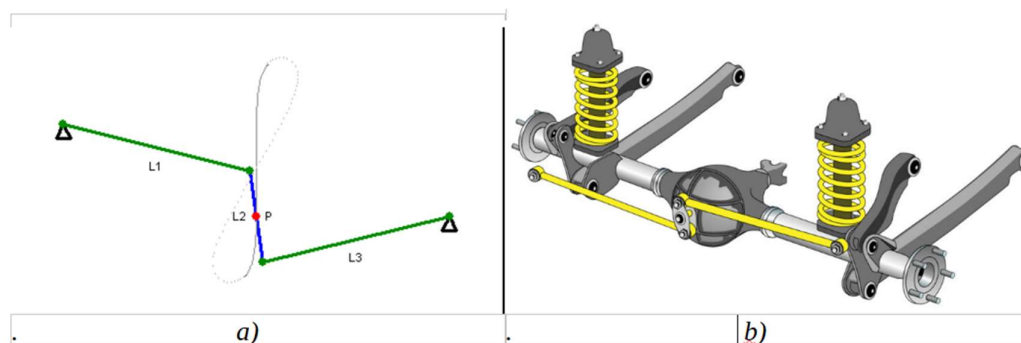
Tato práce se věnuje návrhu efektoru průmyslového robotu pro zvedání a přemísťování válcových objektů velmi malých rozměrů. Efektor pro efektor bude využit mechanický koncept s aktivním řízením síly.

8 Přímočaré mechanismy

Mezi přímočaré mechanismy spadají ty, jejichž křivka pohybu je, ať už celá, nebo její část, přímá. Přímočarého pohybu lze dosáhnout více či méně přesně, proto tyto mechanismy rozdělujeme na přibližně přímočaré a přesně přímočaré. Přibližně přímočaré jsou mnohem jednodušší, a proto nacházejí hojně uplatnění ve strojních aplikacích.

8.1 Přibližně přímočaré mechanismy

8.1.1 Wattův přímovod



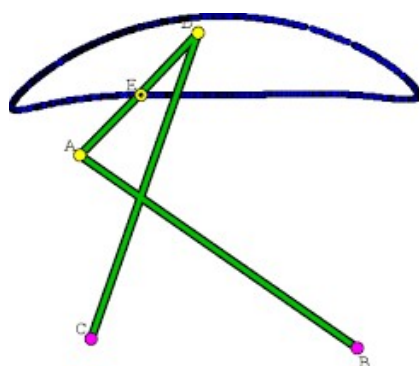
Obrázek 1: a) Schema Wattova přímovodu
b) Příklad použití

Jedná se o jednoduchý čtyř-kloubový dvou vahadlový mechanismus. Skládá se ze dvou vahadel ($L1$ a $L3$) stejné délky, spojených krátkou tyčí ($L2$). Při pohybu vahadel se střed (P) spojovací tyče pohybuje po přibližně rovné křivce.

Tento mechanismus byl popsán a patentován Jamesem Watterem v roce 1784, jedná se tedy o jeden z prvních, ne-li první mechanismus svého druhu na světě.

Mechanismus se nejčastěji používá v automobilovém průmyslu, k zavěšení pevné nápravy, jako náhoda Panhardovy tyče. Narozdíl od Panhardovy tyče, zamezuje Wattův přímovod pohybu nápravy ze strany na stranu. Další aplikací Wattova přímovodu jsou nápravy vlaků a vagonů. Zde tento mechanismus zajišťuje podélný posuv, k tomu je zapotřebí na každé straně jednoho mechanismu. Jamese Watt tento mechanismus použil k zajištění přímočaré pohybu dvojčinného pístu parního stroje.

8.1.2 Chebyshevův přímovod



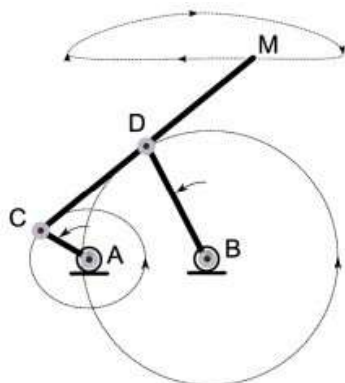
Obrázek 2: Chebyshevův přímovod



Obrázek 3: Nakladač "Horse head"

Stejně jako Wattův přímovod se jedná o čtyř-kloubový, dvou-vahadlový mechanismus, avšak tento mechanismus převádí rotační pohyb na přibližně přímočarý. Mechanismus byl vynalezen v 19. století matematikem Pafnuty Chebyshevem, který se zabýval problémy v kinematických mechanismech. Nevýhodou mechanismu je samotná konstrukce mechanismu, neboť bod, který koná přímočarý pohyb zároveň rotuje. Uplatnění nachází variace tohoto mechanismu v různých typech nakladačů.

8.1.3 Hoekensův přímovod



Obrázek 4: Hoekensův přímovod



Obrázek 5: THOR - Kolenní kloub

Hoekensův přímovod se řadí také mezi čtyřkloubové mechanismy ale tentokrát jedno-vahadlový. Podobně jako Chebyshevův přímovod, převádí rotační pohyb na přibližně přímočarý. Rozdílem mezi mechanismy je téměř konstantní rychlost koncového bodu v přímém úseku trajektorie. Nutno zmínit, že nelze dosáhnout ucházející přímočarosti a minimální chyby v rychlosti u jednoho mechanismu. Mechanismus byl poprvé představen K. Hoeckensem v roce

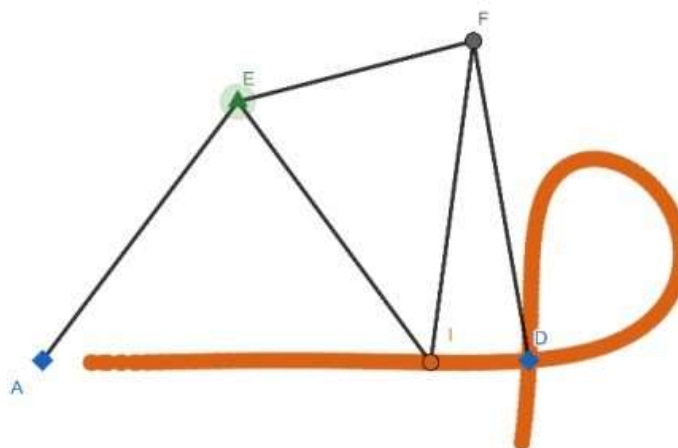
1926. Využití nachází tento přímovod v různých chodítkách, nebo jako součást složitějších mechanismů, například v kosmonautice je součástí tzv. rozložitelných mechanismů.

Skvělým příkladem využití mechanismu je robot THOR (Tactical Hazardous Operations Robot). THOR je humanoidní robot s 33 stupni volnosti pohybu. Hoekensův přímovod je v invertované podobě umístěn v kolenech a bocích. Díky pohodu přímočaré části, přímovod zajišťuje konstantní průběh přenášeného momentu v rozsahu 150° .

8.1.4 Robertsův mechanismus

V konstrukci od Richarda Robertse se nenachází pouze tři ramena jako u Wattova paralelního pohybu, ale pět.

Popis konstrukce začneme pevnými čepy, znázorněnými na obrázku, body a a D. Jejich vzdálenost je rovna dvojnásobku délky pohybujícího se ramene EF. Ramena AE, EI, IF a FD jsou všechna stejně dlouhá. Pohyb je umožněn pomocí bodu E, který se otáčí po kružnici kolem bodu A. Tím se uvede do pohybu celá konstrukce a zejména trojúhelník EFI, kde bod I – náš opisující bod – kreslí přibližně rovnou přímku. Tento přímovod byl využíván ve stroji pro řezání

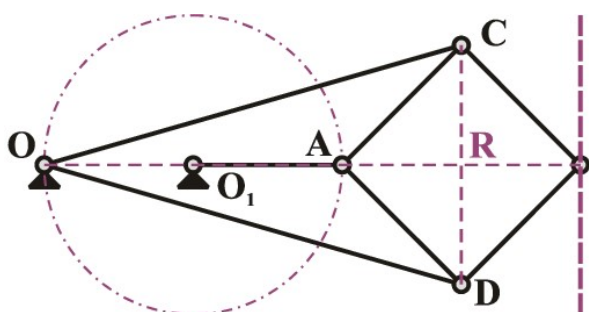


Obrázek 6: Robertsův mechanismus

pilířů pod vodou.

8.2 Přesné přímovody

8.2.1 Peaucellier-Lipkinův přímovod

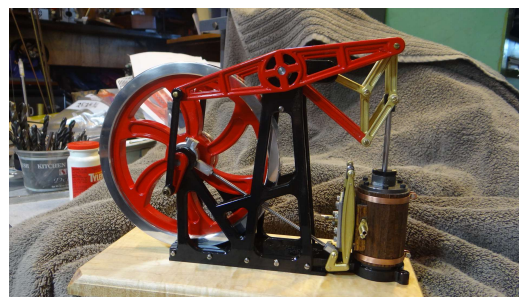


Obrázek 7: Peaucellier-Lipkinův přímovod

Jedná se o vůbec první rovinný přesný přímovod schopný transformovat rotační pohyb na přesně přímočarý.

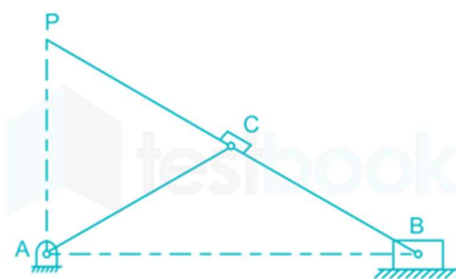
Vynalezen byl Charlesem-Nicolasem Paucellierem v roce 1864. Před vynalezení tohoto mechanismu neexistovala metoda transformace rotačního pohybu, na přímočarý, bez vodítek. Díky tomu se stal nedílnou součástí mnoha strojů a zařízení.

Využití našel mechanismus v Primově foukacím motoru, který byl používán k větrání Londýnské poslanecké sněmovny. V dnešní době tento mechanismus nachází uplatnění v robotice, nebo v nanobotech jako deformovatelný mechanismus. Další aplikací mechanismu je raménko gramofonu umožňující přehrání desky bez zkreslení.

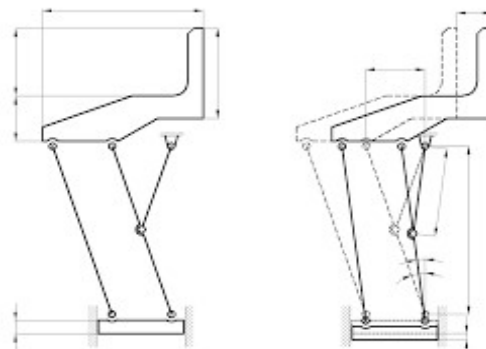


Obrázek 8: Příklad použití přímovodu

8.2.2 Scott-Rusellův přímovod



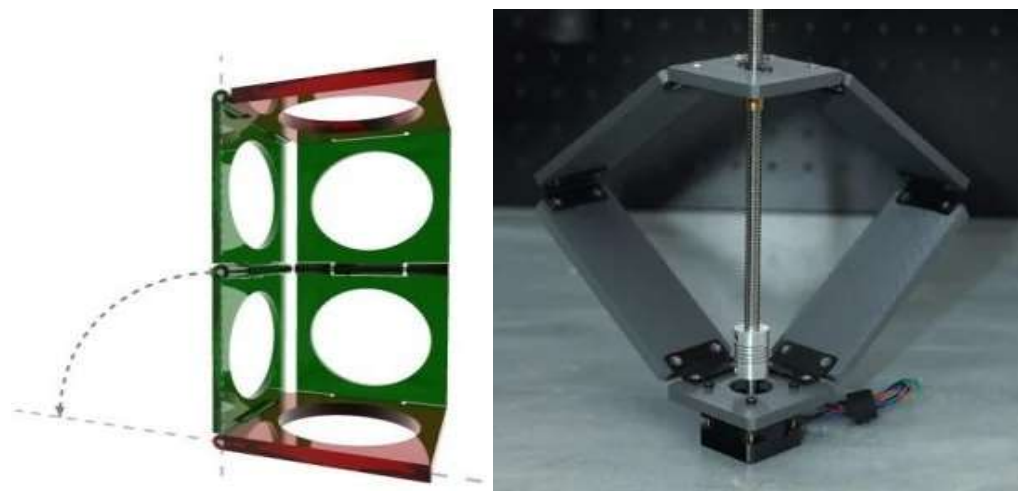
Obrázek 9: Scott-Rusellův přímovod



Obrázek 10: Schema kleští deformovatelného mechanismu

Scott-Rusellův přímovod je příkladem zjednodušení přímovodu pomocí jednoho nebo více kluzných vodičků, za cenu zmenšení rozsahu pohybu. Tento mechanismus byl použit v průmyslovém robotu. Robot je specifický dostatečným rozsahem pohybu a přitom malou základnou. Využití tento robot najde všude tam, kde je potřeba přemísťovat poměrně malá břemena, například v potravinářství ke třídění produktů, tak i tam, kde je pracovní prostor stísněný. Po modifikování mechanismu je možné jej využít ke konstrukci robotického uchopovače (efektoru), nebo montážního zvedáku.

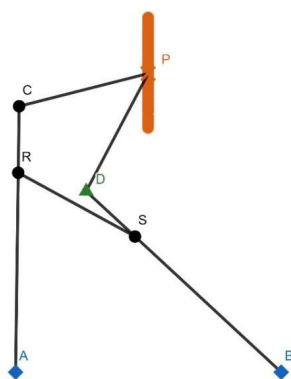
8.2.3 Sarrusův přímovod



Obrázek 11: Sarrusův přímovod (vlevo schema) (vpravo použití jako lineární pohon)

Sarrusův přímovod byl vynalezen v roce 1853 matematikem Piérem Frederickem Sarrusem. Jednoduchý přímovod převádí částečný kruhový pohyb do pohybu přímočarého. Narozdíl od předešlých mechanismů, tento mechanismus nelze zkonstruovat ve 2D prostoru. Skládá se z několika párů obdélníkových desek (zelené) s klouby, připojených k vodorovným deskám (červené). Otáčivý pohyb kloubů je převáděn na přímočarý pohyb vodorovných desek. Uplatnění najde jako lineární pohon v 3D tiskárnách, laserových řezacích zařízeních, CNC centrech, nebo optice.

8.2.4 Hartův "A" mechanismus



Obrázek 12: Hartův "A" mechanismus

Hartův mechanismus spadá do kategorie přesných přímočarých mechanismů. Svůj název získal díky podobnosti s písmenem "A". Konstrukce mechanismu se může zdát trochu zvláštní, ale jeho princip je jednoduchý a hlavně efektivní.

Začínáme pevnými body a a B, ze kterých vycházejí ramena složená v neutrální pozici do písmene A. Pro tuto konstrukci si zavedeme tři vzdálenosti (a, b a c)¹. Musíme být ale při volbě vhodných čísel trochu obezřetní, protože musíme dodržet výraz $b^2 = a \cdot c$. Celý mechanismus se uvede do pohybu za pomoci bodu D, který se pohybuje po kružnici kolem bodu B. Opisující bod je bod P, který popisuje přesnou rovnou přímku.

Největší nevýhodou tohoto mechanismu je jeho velice složitá konstrukce. V technické praxi lze jen obtížně využít jeho vlastností.

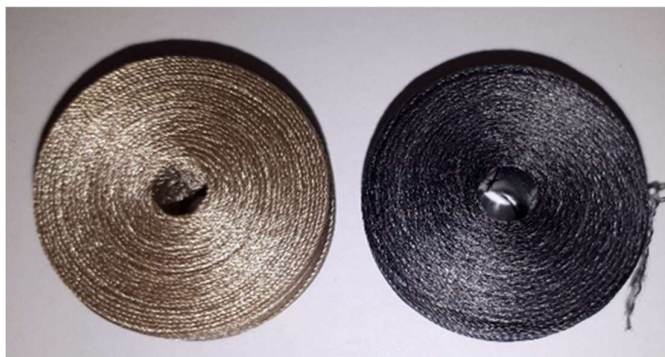
¹ Ramena AC, BD a AB mají délku a. Ramena PC, PD, RS mají délku b a zbývající ramena, tedy RC a DC mají délku c

8.3 Návrh koncového efektoru

Vzhledem k dlouholeté tradici designu textilních zařízení, bylo rozhodnuto o aplikaci efektoru v automatizaci právě v tomto odvětví.

V oděvní výrobě je v posledním období viditelný přechod k automatizaci výroby. Na výrobce průmyslových strojů jsou stále více kladeny nároky na jejich snadnou představitelnost s ohledem na neustále rostoucí podíl využívání automatizačních prvků. Lidská obsluha nese riziko vysoké chybovosti, navíc musí absolvovat odborné a bezpečnostní školení. Stále se opakující (stereotypní) činnost vede k nepozornosti obsluhy, čímž se navyšuje riziko chybovosti. A tak se zcela logicky nabízí, že tato pracovní místa nahrazují stroje.

Příkladem takového objektu může být samonosná spodní cívka do průmyslových šicích strojů s vázaným stehem. Technická univerzita v Liberci vyvinula novou technologii výroby SSC pro průmyslové šicí stroje s novým typem rotačních chapačů, které svými vlastnostmi výrazně zvyšují produktivitu a kvalitu šicího procesu zejména z těchto důvodů.



Obrázek 13: Samonosná spodní cívka (SSC)

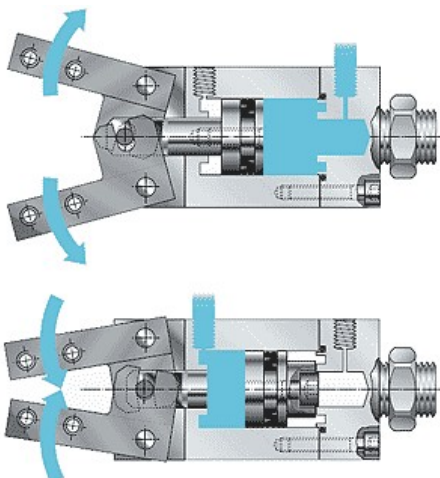
Navrhovaný koncový efektor byl designován pro manipulaci s těmito cívkami. Aby byla jeho aplikace na tento úkol možná musí být navržen tak, aby dokázal zvednout předměty válcového tvaru o průměru od 10 mm do 30 mm. Hmotnost navinuté cívky se pohybuje kolem 40g.

Z toho důvodu bylo rozhodnuto o použití modifikovaného Scott-Rusellova přímovodu. Navržený design zaručuje tečný dotyk čelistí v jakémkoliv rozsahu pohybu.

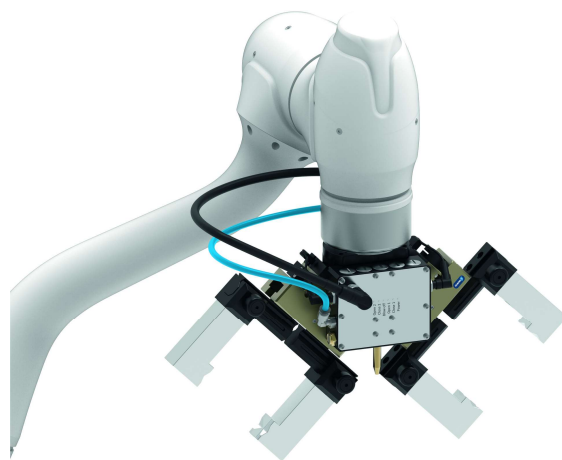
Komerčně dostupná robotická chapadla lze rozdělit do tří obecných kategorií. První kategorií je kloubový mechanismus, který vytváří upínací pohyb, poháněný pneumatickým válcem. Druhou kategorií je elektromotor pohánějící silový šroub, který opět pohání kloubový mechanismus. I v tomto případě zajišťuje upínací pohyb také mechanismus. Třetí kategorií je

elektromotor pohánějící silový šroub, který posouvá mechanismus tvaru svěráku. V tomto případě svěrák vytváří upínací pohyb.

Nevýhodou použití pneumatického válce je, že síla vytvářená pneumatickým válcem není generována okamžitě, neboť pneumatický válec potřebuje po uzavření nějaký čas k natlakování, a tedy ke generování síly.



Obrázek 14: Efektor poháněný pneumaticky



Obrázek 15: Efektor poháněný elektricky

Hlavním nedostatkem kloubového mechanismu je jeho limitní rozsah pohybu. Kloubový mechanismus se dle definice používá vždy tam, kde je na krátkou vzdálenost vyžadována velká síla. Tato skutečnost vylučuje použití kloubového mechanismu při velké variabilitě velikostí uchopovaných předmětů.

Na základě výše uvedené diskuse tato práce využívá elektrický motor k pohonu silového šroubu, který pohání pákový mechanismus. Silový šroub se používá k převodu rotačního pohybu buď matice nebo šroubu na relativně pomalý lineární pohyb podél osy šroubu. V případě této práce je silový šroub použit k pohonu pohybové matice.

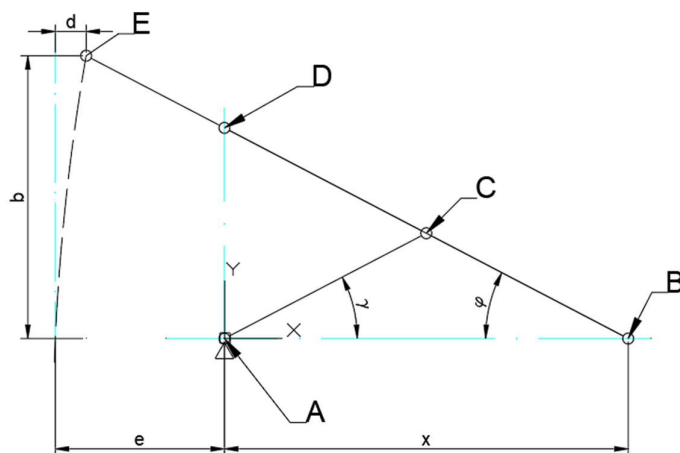
8.3.1 Kinematická analýza

Vzhledem k nutnosti zvedat objekty plného válcového tvaru bylo nutné mechanismus modifikovat.

Modifikace se stává z úpravy ramene mechanismu tak, aby v obou krajních polohách bylo zabezpečeno, že upnutý objekt nebude kolidovat s konstrukcí efektoru. Tohoto lze dosáhnout pomocí dvou kroků. Prvním krokem je prodloužení ramene. Touto modifikací však zaneseme

do návrhu chybu v podobě nepřímocharé trajektorie koncového bodu. Tato chyba může být zmenšena pomocí změny tvaru ramene, jeho vy-osením a přidáním čelistí.

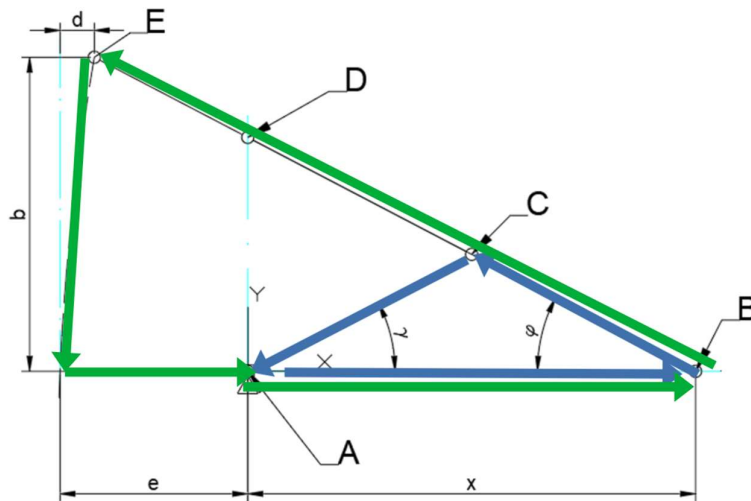
8.3.1.1 Výpočet trajektorie bodu



Obrázek 16: Schematický náčrt mechanismu

Na obrázku 16 můžeme vidět Scott-Russellův přímočarý mechanismus s prodlouženým ramenem o vzdálenost ED . Toto prodloužení vnáší chybu do přímočarosti trajektorie koncového bodu, na schematu je odchylka znázorněna jako posunutí o hodnotu d .

Díky známé velikosti objektů, jež bude nutné zvedat, můžeme pomocí kinematických rovnic určit rozmezí pohybu mechanismu.



Obrázek 17: Vektorový náčrt

Na obrázku 17 jsou schematicky zakresleny kinematické řetězce, jež byly použity pro určení pohybových vlastností mechanismu.

Při kinematickém uvolnění byl pro modrý kinematický řetězec zvolen bod B jakožto nulový. Následovalo zapsání vektorů ve vodorovném a svislém směru.

$$\begin{bmatrix} -x \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [BC] * \cos\varphi \\ [BC] * \sin\varphi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [AC] * \cos\gamma \\ -[AC] * \sin\gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [1]$$

$$\begin{bmatrix} -x \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [BE] * \cos\varphi \\ [BE] * \sin\varphi \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} e \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [2]$$

Úpravou rovnice [1] získáme předpis pro posunutí bodu B ve vodorovném směru, které bude v pozdější fázi konstrukce rozsah polohy pohybové matice.

$$x = [BC] * \cos\varphi + [AC] * \cos\gamma \quad [3]$$

Pomocí rovnice [2] vyjádříme závislost úhlu φ na vzdálenosti b , která představuje poloměr zvedaného objektu.

Vzhledem ke skutečnosti, že vzdálenosti BC a AC jsou totožné, budou totožné i jejich úhly, což lze potvrdit úpravou rovnice [1].

$$\sin\varphi = \frac{b}{[EB]} = \sin\gamma \quad [4]$$

Úpravou rovnice [2] lze pak vyjádřit vzdálenost e , jež je nápomocná při výpočtu odchylky od přímočarého pohybu d , tak jak znázorňuje rovnice [6].

$$e = [BE] * \cos\varphi - x \quad [5]$$

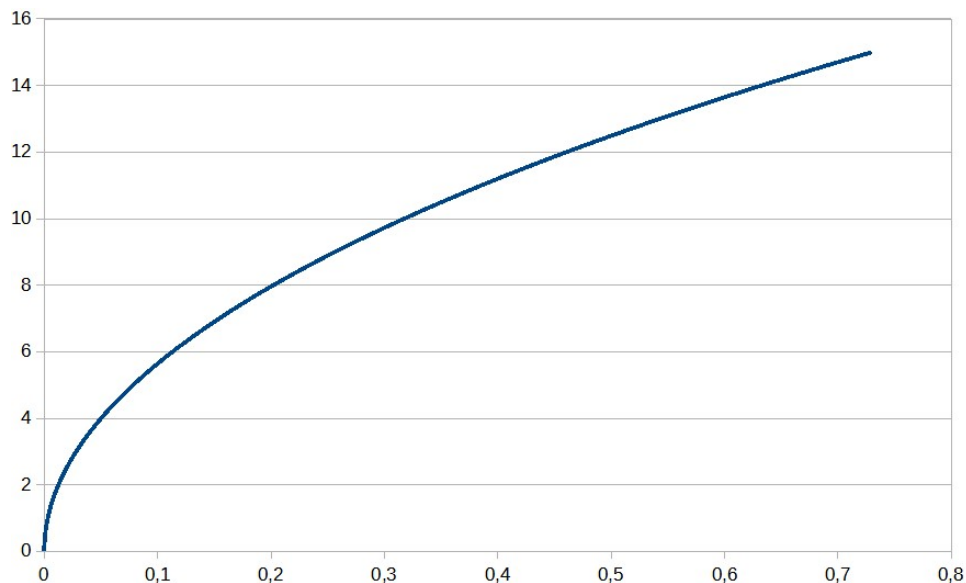
$$d = e - [ED] * \cos\varphi \quad [6]$$

Pro určení vhodné kombinace rozměrů byly rovnice výše přeneseny do tabulkového kalkulátoru. V tabulce 1 jsou zaneseny různé kombinace rozměrů $|ED|$ a $|DB|$ společně s maximální odchylkou od přímočarosti pohybu d a úhlem rozevření čelistí f_{\max} (rozevření při uchopení objektu o poloměru 20mm).

Tabulka 1: Kombinace rozměrů

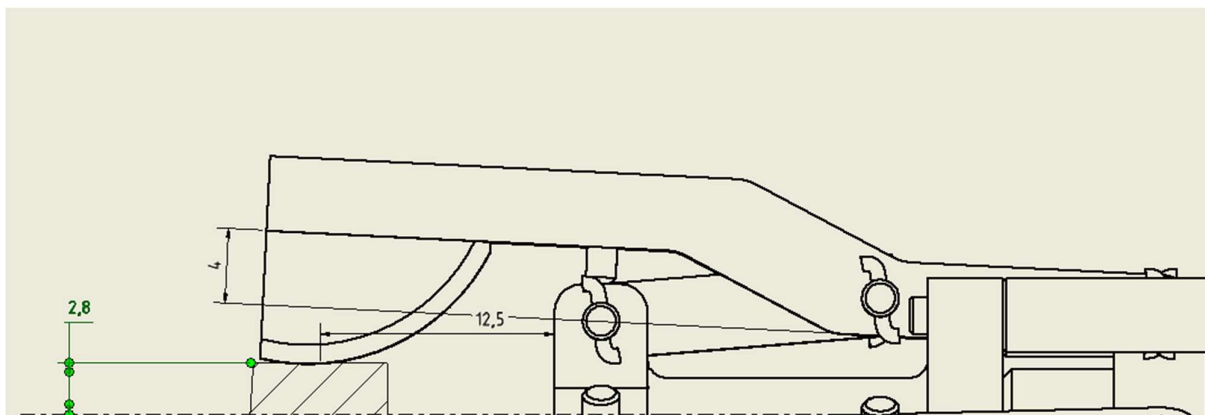
$ ED $ [mm]	$ DB $ [mm]	f_{\max} [°]	d_{\max} [mm]
5	25	30	0,67
10	30	22	0,73
20	35	15,8	0,76
25	40	13,3	0,67
30	40	12	0,69

S přihlédnutím k ovládání pohybovým šroubem, a tedy nutnosti většího rozsahu pohybu, byla zvolena kombinace rozměrů $|ED| = 10$ mm a $|DB| = 30$ mm. Pro lepší znázornění odchylky koncového bodu od přímočarého pohybu, je na obrázku 18, graficky zanesena právě tato odchylka vzhledem k poloměru uchopeného objektu b .

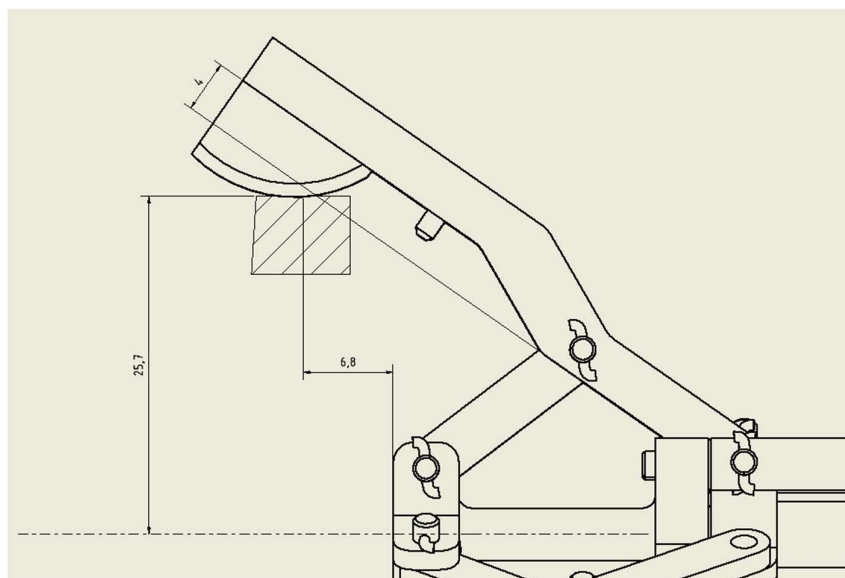


Obrázek 18: Graf závislosti odchylky a poloměru uchopeného objektu

Pro zachování celého rozsahu pohybu bylo nutné přistoupit k úpravě tvaru ramene tak, aby při malých úhlech rozevření, byl celý mechanismus složen téměř v jedné rovině. Toho bylo docíleno vyosením ramene o 4 mm vůči vodorovné ose a zvolením pozice táhla uvnitř ramene. Pozice táhla uvnitř navíc dovoluje použití kratších čepů. Řešení je zobrazeno graficky na obrázcích 19 v uzavřené poloze a obrázku 20 v poloze otevřené. Můžeme si všimnout, že změna vzdálenosti koncového bodu ramene a středu čepu se v krajních polohách liší, to je zapříčiněno tvarem koncového segmentu pro zabezpečení vždy tečného dotyku.

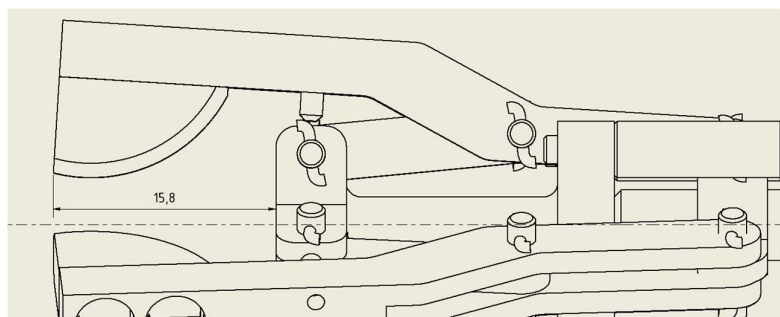


Obrázek 19: Mechanismus v sevřené poloze

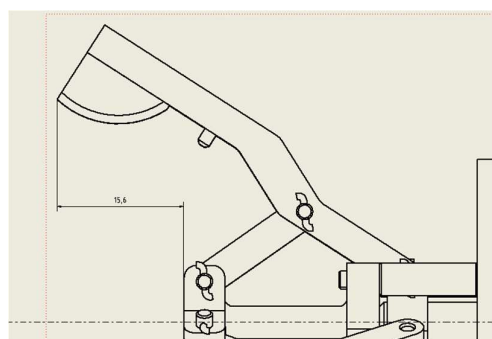


Obrázek 20: Mechanismus v rozevřené poloze

Oproti tomu poloha koncového bodu se mění jen minimálně, jak je možné vidět na obrázcích 21 a 22. Vzniklý rozdíl 0,3 mm je oproti spočítanému posunutí mnohonásobně lepší. To je dáno posunutím kinematického řetězce blíže k ose efektoru, pomocí koncového segmentu.



Obrázek 21: Vzdálenost koncového bodu od rámu - Sevřená poloha



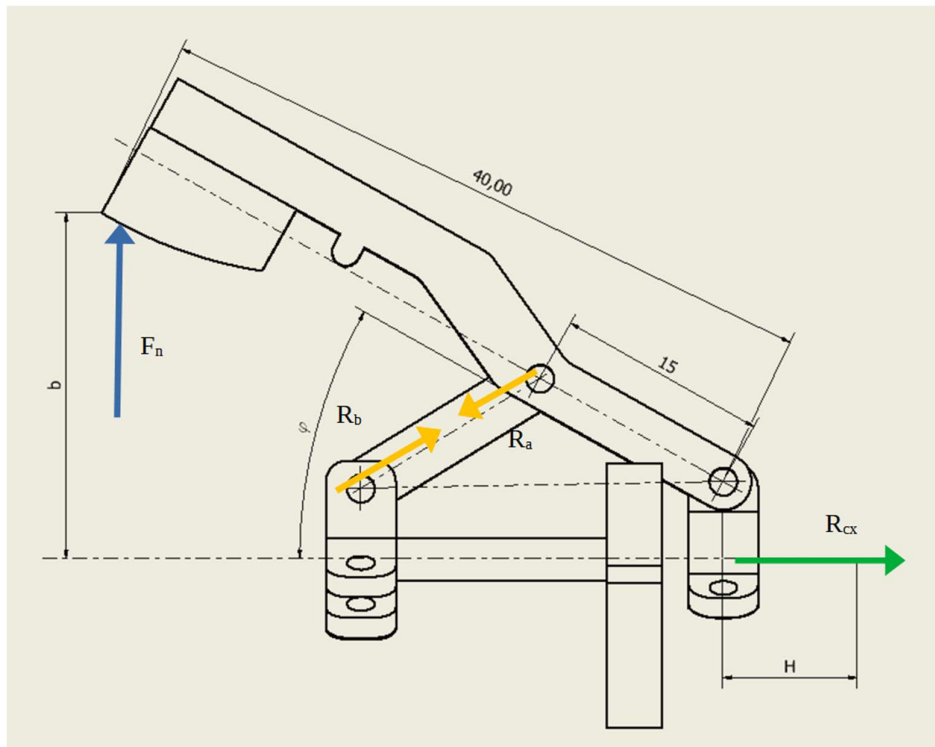
Obrázek

22: Vzdálenost koncového bodu od rámu - rozevřená poloha

8.4 Silové uvolnění

Součástí každého návrhu mechanismu je silové uvolnění. Jeho účelem je stanovit průběh sil v mechanismu při zvedání objektů. Při návrhu bylo použito, pouze statické uvolnění.

Vzhledem k malým rozměrům čepů a celkově malým rozměrům mechanismu, byla zvolena síla vyvinutá na pohybové matici na $R_{cx} = 10N$. Zvedanými objekty jsou uvažovány cívky nití o průměru 10 mm až 30 mm a váze do 40g.



Obrázek 23: Silové uvolnění - Výsledný stav

Ve výpočtu bylo vycházeno z otevřené pozice, každá síla je rozložena do vodorovného (x) a svislého (y) směru. Pro větší přehlednost jsou uvedeny pouze výslednice těchto sil.

$R_{cx} = 10\text{N}$ Síla vyvinutá maticí na jedno rameno

$H = \text{od } 0 \text{ do } 3 \text{ mm}$ Rozsah pohybu matice

$b = \text{od } 5 \text{ do } 12 \text{ mm}$ Poloměr rozevření čelistí

Silová rovnováha táhla

$$X: R_{xb} - R_{xa} = 0$$

$$Y: R_{yb} - R_{ya} = 0$$

$$M: R_{xa} \cdot \sin(\varphi) \cdot 15 - R_{ya} \cdot \cos(\varphi) \cdot 15 = 0$$

Silová rovnováha ramene

$$X: R_{xc} + R_{xa} = 0$$

$$Y: F_n + R_{ya} + R_{yc} = 0$$

$$M: F_n \cdot \cos(f) \cdot 30 + R_{ya} \cdot \cos(f) \cdot 15 + R_{xa} \cdot \sin(f) \cdot 15 = 0$$

Z těchto rovnic lze vyjádřit hledanou sílu F_n , která je vyvozena za daných podmínek na koncového bodu mechanismu.

Tabulka 2: Závislost úhlu rozevření čelistí na průběhu uchopovací síly

f [rad]	Ra [N]	Rb [N]	F_n [N]
0,004	10	10	0,03
0,05	10,01	10,01	0,37
0,087	10,03	10,03	0,65
0,125	10,08	10,08	0,95
0,16	10,14	10,14	1,23
0,2	10,2	10,2	1,53
0,239	10,29	10,29	1,83
0,38	10,5	10,5	2,4
0,384	10,8	10,8	3

Po výpočtu reakčních sil v uloženích bylo možno přistoupit k návrhu čepů. Čepy byly navrženy dle standardního postupu. Materiálem čepu byla zvolena ocel ČSN 11 500. Pro tento materiál platí maximální dovolené napětí ve střihu $\tau_d = 40\text{Mpa}$, maximální dovolené napětí v ohybu $\sigma = 135\text{Mpa}$, a pro tuto aplikaci byl zvolen součinitel bezpečnosti $k = 1,3$.

$$\sigma = \frac{k \cdot 4 \cdot F \cdot (a + 2b)}{\pi \cdot d_1^3} \quad (7)$$

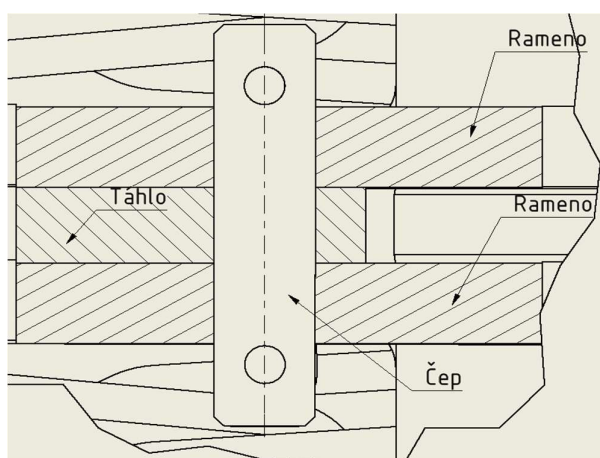
Z rovnice [7] vypočteme hodnotu d - průměr čepu. Kde F je výsledná síla v uložení, $a = 1,6\text{mm}$ (šířka vahadla), $b = 1,7\text{mm}$. Pro námi zvolené a vypočtené parametry vychází průměr čepu $d_1 = 1,8\text{mm}$ pro konstrukci zvolen průměr 2mm .

Dále je nutné čep zkontrolovat na střih. Po dosazení parametrů do rovnice (8) vychází $\tau = 22,3\text{Mpa}$, tudíž spoj vyhovuje.

$$\tau = k \cdot \frac{2F}{\pi \cdot d_1^2} < \tau_d \quad (8)$$

8.5 Sestavení Efektoru

Konečná verze efektoru se skládá ze tří uchopovacích ramen, spojených pomocí táhla, uloženého na dvou čepích pevně s rámem a polohové matice. Tato kombinace umožňuje zachytit oválný objekt tak, aby nedošlo k jeho ztrátě při pohybu efektoru. Upínací síla je vyvozena pomocí změny polohy matice právě v jednom směru a měla by být řízena tak aby nedošlo k případnému poškození uchopovaného předmětu, nebo mechanismu samotného.



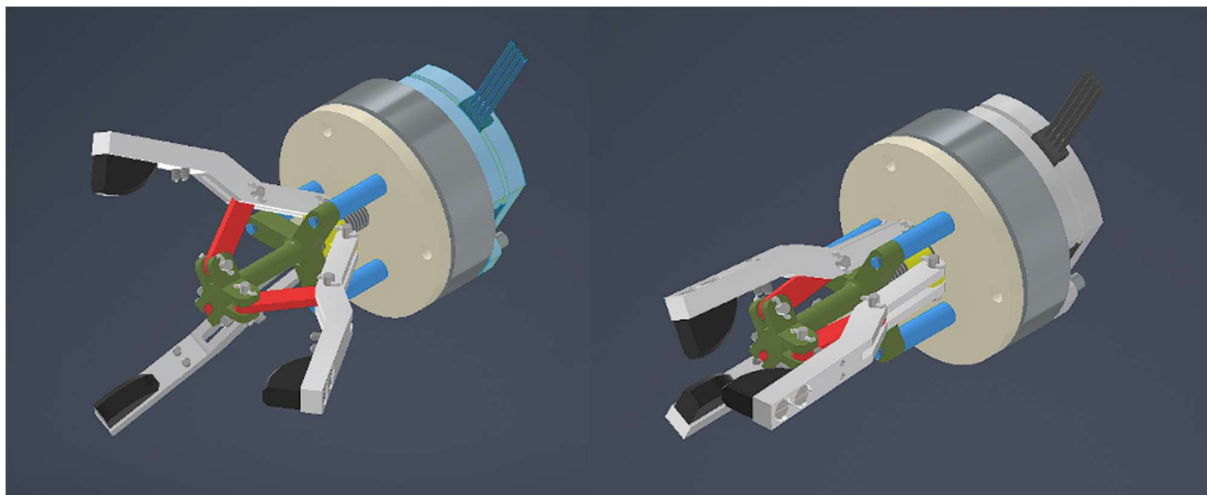
Obrázek 24: Spojení komponent

Při návrhu efektoru bylo dbáno na opravitelnost zařízení. Je tedy možné hlavní komponenty, jako jsou táhla, ramena, nebo koncové segmenty snadno demontovat bez nutnosti demontáže efektoru s pohonnou jednotkou z těla robota. K demontáži ramen a táhel stačí odstranit závlačky a demontovat čepy, které jsou uloženy s vůlí, díky tomu je lze demontovat velice snadno. Koncové segmenty jsou zajištěny dvěma šrouby, bez možnosti posunu segmentu v těle ramene, z důvodu zaručení tečnosti dotyku. V případě jiných aplikací lze mechanismus modifikovat výměnou koncových segmentů za segmenty jiného tvaru, či materiálu. V případě modifikace segmentů je třeba mít na paměti, že tvar segmentu ovlivňuje trajektorii bodu dotyku.

Maximální rozevření čelistí efektoru nelze nastavit. Doraz pohybu je dán opřením pohybové matice o rám. Minimální pozice efektoru lze seřídit dorazovými šrouby, pro každé rameno zvlášť. Doraz je dán opřením dorazového šroubu v rameni o těleso rámu. Toto nastavení je důležité z hlediska zabezpečení správné funkce efektoru. V případě špatného nastavení minimálního dorazu je nutné zajistit polohu tak, aby nedošlo k vyrovnání os ramen a táhel, to by mohlo vést k deformaci efektoru.

Jako pohon byl v návrhu použit miniaturní krokový motor STF2818X0504-A od dodavatele Nanotech. Motor se vyznačuje velice kompaktními rozměry a možností využít momentové řízení pro zajištění správné upínací síly.

Sestavení efektoru je znázorněno na obrázku 25.



Obrázek 25: Sestava efektoru

Toleranční analýza

Toleranční analýza je název pro řadu přístupů, které se dnes používají při navrhování produktů k pochopení toho, jak nedokonalosti v součástech při jejich výrobě a v produktech při jejich sestavování ovlivňují schopnost produktu splnit očekávání zákazníků. Toleranční analýza je způsob, jak pochopit, jak se zdroje odchylek v rozměrech dílů a omezení sestavy šíří napříč díly a sestavami a jak tato celková odchylka ovlivňuje schopnost návrhu splnit požadavky návrhu v rámci procesních schopností výrobních organizací a dodavatelských řetězců.

Tolerance přímo ovlivňuje náklady a výkon produktů. Například u efektoru může špatně zvolený toleranční řetězec vést k nefunkčnosti mechanismu. Analýza tolerancí ukáže, zda jmenovité vůle, které inženýr specifikuje, splní nebo poruší bezpečnostní požadavek, vzhledem k tomu, že výrobní a montážní variabilita má vliv na minimální vůli.

Pro větší množství produktů se využívá programů pro simulaci všech možných parametrů. V případě této práce je k tolerančnímu poli a tolerančním řetězcům přistupováno s cílem zaručené smontovatelnosti a s cílem co nejmenších vůlí.

Z toho důvodu jsou výkresové tolerance přísné. Pro čepy bylo zvoleno záporné toleranční pole, tedy čep bude vždy menší než jmenovitý rozměr, tím je zaručena smontovatelnost i při

nejmenší díře v táhlu, nebo rameni. Pro zachování pohybu s co nejmenšími vůlemi je zvolena tolerance pozice 0,05 mm pro všechny díry. Díky tomuto tolerančnímu řetězci je maximální vůle v čepech do 0,1 mm

Závěr

Úkolem této bakalářské práce byl návrh koncového efektoru pro průmyslový robot. Jedná se o speciální zařízení určené k polohování různých malých objektů. Mezi důležité vlastnosti tohoto zařízení patří malé rozměry a malá odchylka uchopovacího zařízení od přímočarého pohybu.

V první části práce byla provedena rešerše jednoduchých mechanismů konajících přímočarý pohyb. Byla popsána především jejich stavba, okruh použití a případné výhody.

V druhé části práce by proveden kinematický rozbor a úprava zvoleného mechanismu pro použití při návrhu efektoru. Na základě obecných přístupů teoretické mechaniky byl sestaven výpočet sil působících na mechanismus a stanovena upínací síla.

Na základě poznatků z rešerše a kinematického rozboru byla zahájena fáze návrhu zařízení. Efektor bylo nutné navrhnout tak, aby respektoval potřeby upnutí objektů malých rozměrů, byl kompaktní a zároveň dostatečně dostatečně robustní pro danou aplikaci.

Konstrukce byla prováděna s přihlédnutím na vysokou přesnost dílů a vzniklé toleranční řetězce. Jako pohonná jednotka byl vytypován krokový motor od firmy Nanotec s označením STF2818X0504-A, který díky svým kompaktním rozměrům se hodí do koncepce zařízení.

V závěru práce byla vytvořena výrobní dokumentace vztahující se ke standardizovaným a vyráběným dílům efektoru.

1. Tabulka obrázků

Obrázek 1: a) Schema Wattova přímovodu.....	6
Obrázek 2: Nakladač "Horse head"	7
Obrázek 3: Chebyshevův přímovod.....	7
Obrázek 4: THORs knee	7
Obrázek 5: Hoekensův přímovod.....	7
Obrázek 6: Robertsův mechanismus	8
Obrázek 7: Peaucellier-Lipkinův přímovod.....	9
Obrázek 8: Příklad použití přímovodu	9
Obrázek 9: Schema kleští deformovatelného mechanismu.....	10
Obrázek 10: Scott-Rusellův přímovod.....	10
Obrázek 11: Sarrusův přímovod.....	10
Obrázek 12: Hartův "A" mechanismus	11
Obrázek 13: Samonosná spodní cívka (SSC).....	12
Obrázek 14: Efektor <i>poháněný</i> pneumaticky	13
Obrázek 15: Efektor poháněný elektricky.....	13
Obrázek 16: Schematický náčrt mechanismu	14
Obrázek 17: Vektorový náčrt.....	15
Obrázek 18: Graf Závislosti odchylky a poloměru uchopeného objektu.....	16
Obrázek 19: Mechanismus v sevřené poloze	17
Obrázek 20: Mechanismus v rozevřené poloze.....	17
Obrázek 21: Vzdálenost koncového bodu od rámu - Sevřená poloha	18
Obrázek 22: Vzdálenost koncového bodu od rámu - rozevřená poloha.....	18
Obrázek 23: Silové uvolnění - Výsledný stav	19
Obrázek 24: Sestava efektoru.....	22

9 Seznam literatury a použitých zdrojů

- [1] AMBEKAR, Ashok G. *Mechanism and machine theory*. Delhi: PHI Learning Private Limited, 2007. Eastern economy. ISBN 978-81-203-3134-1.
- [2] NORTON, Robert L. *Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines*. New York: McGraw-Hill, 2012. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 978-0-07-352935-6.
- [3] ALBRA, J. Leinveber, P. Vávra - Strojnické tabulky, ISBN 978-80-7361-081-4
- [4] AUTOR NEUVEDEN. tractors.fandom.com [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: https://tractors.fandom.com/wiki/Watt%27s_linkage#Applications
- [5] AUTOR NEUVEDEN. fjcruisers.com [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: fjcruserforums.com/threads/variation-of-watts-linkage-calling-all-suspensiongurus.133200/
- [6] http://www.designofmachinery.com/DOM/Chap_03_3ed_p134.pdf
- [7] AUTOR NEUVEDEN. cut-the-knot.org [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: cut-the-knot.org/pythagoras/invert.shtml
- [8] Sarrus linkage. Online. In: Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Sarrus_linkage. [cit. 2024-05-22].
- [9] <https://dspace.cuni.cz/bitstream/handle/20.500.11956/150201/130314304.pdf?sequence=1>
- [10] AUTOR NEUVEDEN. streetmachine.com [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: <https://www.streetmachine.com.au/wp-content/uploads/2023/08/watts-linkage-768x424.jpg>
- [11] AUTOR NEUVEDEN. cut-the-knot [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: <https://www.cut-the-knot.org/Curriculum/Geometry/Watt2.gif>
- [12] HRICKO, Jaroslav. researchgate.net [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: <https://www.researchgate.net/profile/Jaroslav-Hricko/publication/283659443/figure/fig2/AS:715984633606145@1547715447376/The-Peaucellier-Lipkin-straight-line-mechanism-From-the-geometry-of-the-figure-it.png>

- [13] Autor Není zadán Enovation.cz. <https://www.enovation.cz/slovník-pojmu/prumysl-40/> (accessed May 21, 2024).
- [14] SIGMETRIX TEAM. Sigmetrix [online]. [cit. 22.5.2024]. Dostupný na WWW: <https://www.sigmetrix.com/blog/what-is-tolerance-analysis>

10 Seznam Příloh

1. Výkresová dokumentace – 9 listů