

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní



NÁVRH KONCOVÉHO EFEKTORU ROBOTA DO
VESMÍRU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Navrátil** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **484034**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Robotika a výrobní technika**
Specializace: **Robotika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh koncového efektoru robota do vesmíru

Název diplomové práce anglicky:

Robot end effector design for space

Pokyny pro vypracování:

Návrh koncového efektoru robota pro manipulace na vesmírné stanici a jeho vícekritériální optimalizace

Cíle:

1. Provedte rešerši koncových efektorů robotů pro pozemní a vesmírné aplikace
2. Vytvořte koncepty koncových efektorů robotů pro vesmírné aplikace
3. Formulujte úlohu syntézy mechanického modelu koncového efektoru
4. Vytvořte simulační modely navržených konceptů koncových efektorů
5. Provedte vícekritériální optimalizaci koncového efektoru robota
6. Na Pareto množině výsledků proveďte volbu výsledného řešení koncového efektoru robota pro vesmírné aplikace

Seznam doporučené literatury:

- Wolf, A., Schunk, H.: Grippers in motion, Hanser Verlag, Munich 2018
- Rimon, E., Burdick, J.: The Mechanics of Robot Grasping, Cambridge University Press, 2019
- Monkman, G.J. et al.: Robot grippers, John Wiley, 2007
- Valasek, M. et al.: Design-by-optimization and control of redundantly actuated parallel kinematics sliding star, Multibody System Dynamics (2005) 14: 251–267
- Valasek, M. et al.: Tractable Treatment of Design by Multiobjective Optimization – Parallel Kinematics Case Study, Multibody System Dynamics (2005) 13: 143–174
- Vampola, T. et al.: Visualization of Multiobjective Optimization of Mechanical Systems, Proc. of Conf. Computational Mechanics, Nectiny 2006, pp. 1-8

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. centrum leteckého a kosmického výzkumu FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **28.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.08.2023**

Platnost zadání diplomové práce: _____

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační list

Název práce

Návrh koncového efektoru robota do vesmíru

Název práce anglicky

Robot end effector design for space

Autor

Jan Navrátil

Studijní program

Teoretický základ strojního inženýrství

Druh práce

Diplomová

Vedoucí práce

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem a optimalizací mechanismu úchopné hlavičky pro robota ve vesmíru. V rámci práce jsou zkoumány dva mechanismy, jejichž vlastnosti jsou následně optimalizovány podle formulovaných kritérií. Na základě výsledků je vytvořen prototyp, po jehož otestování a zjištění nedostatků je vytvořen druhý prototyp, který tyto nedostatky minimalizuje.

Abstract

The work focuses on the design and optimization of a mechanism of robot gripper for a robot in space. Two mechanisms are examined within the scope of the study, and subsequently optimized based on a formulated objectives. A prototype is created based on the results, and after testing and identifying shortcomings, a second prototype is developed to minimize these deficiencies.

Klíčová slova

Úchopná hlavička, optimalizace, genetické algoritmy

Key words

Robot gripper, optimization, genetic algorithms

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Návrh koncového efektoru robota do vesmíru“ vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury a pramenů.

V Praze dne:

Jan Navrátil

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce, prof. Ing. Michaelu Valáškoví, DrSc., za velice cenné rady a připomínky, bez něhož by tato práce nemohla vzniknout. Zároveň bych také rád poděkoval svému dědečkovi RNDr. Vladimírovi Navrátilovi za jeho ochotu pomoci v oblasti stylistiky a srozumitelnosti textu.

Zároveň bych rád hluboce poděkoval svým rodičům za nekonečnou podporu v průběhu celého studia a své přítelkyni za její pomocnou ruku v nejhorší prokrastinaci, a především pak za to, že to se mnou prožila a vydržela.

Obsah

1	Úvod	1
2	Cíle práce.....	2
3	Úchopné hlavice.....	3
3.1	Rozbor metod uchopování	3
3.1.1	Impaktní metoda	4
3.1.2	Ingresivní metoda.....	5
3.1.3	Adhezní metoda	5
3.1.4	Astriktivní metoda	7
3.2	Impaktní hlavice.....	8
3.2.1	Komerčně dostupné varianty impaktních hlavic.....	8
3.2.2	Vybrané mechanismy pro optimalizaci	10
4	Úloha optimalizace	12
4.1	Genetické algoritmy	13
4.1.1	Proces výpočtu	14
4.1.2	Výběr rodičů	14
4.1.3	Vytváření nové generace.....	15
4.1.4	Podmínky ukončení	16
4.1.5	Omezující funkce	17
4.1.6	Genetické algoritmy v této práci.....	17
5	Simulační modely navržených konceptů mechanismů.....	18
5.1	Varianta mechanismu 1	18
5.2	Varianta mechanismu 2.....	20
6	Hodnotící funkce	22

6.1	Definování nezbytných podmínek:	22
6.1.1	Minimální rozevření	22
6.1.2	Maximální hodnota diference převodu	22
6.1.3	Schopnost uchopit předmět kruhového průřezu.....	23
6.2	Sestavení cílové funkce pro optimalizaci mechanismů:	23
6.2.1	Celkový kinematický převod J	23
6.2.2	Odchylka kinematického převodu J	24
6.2.3	Celková zastavěná plocha	24
6.2.4	Odchylka koncového bodu mechanismu od kolmice	25
6.2.5	Sestavení celkové cílové funkce	26
6.3	Algoritmické řešení hodnotící funkce:	27
7	Optimalizace	28
7.1	Nastavení optimalizace.....	28
7.2	Porovnání dosahovaných výsledků mechanismů.....	28
8	Tvorba prototypu	30
9	Úprava optimalizace	32
9.1	Úprava implementace penalizace nutných podmínek.....	32
9.2	Úprava implementace kritéria celkové zastavěné plochy.....	33
9.3	Přidání optimalizovaných parametrů	34
9.3.1	Poloha osy mechanismu.....	34
9.3.2	Směr pohybu	34
9.3.3	Úprava varianty mechanismu 1	34
10	Pareto množina	36
10.1	Výsledky.....	37
11	Paralelogramový mechanismus	50
11.1	Sestavení kinematického modelu paralelogramového mechanismu	50

12	Tvorba druhého prototypu.....	57
12.1	Jiné varianty řešení.....	59
13	Závěr.....	60
	Seznam použité literatury	62
	Seznam obrázků	64
	Seznam tabulek	67
	Seznam příloh.....	67

1 Úvod

Stále širší nasazování robotů pro nejrůznější činnosti vyžaduje vývoj nových druhů úchopných hlavic. Stejně tomu je i v případě vyslání robota do vesmíru společností ESA. Úchopná hlavice a její mechanismus tak budou muset odolávat jednomu z nejextrémnějších podmínek, jakým vůbec mohou člověkem vytvořená zařízení čelit. Rozdíl dosahovaných teplot na povrchu ISS mezi Sluncem ozářenou a stíněnou částí orbity tak může být vyšší než 270 °C, kdy teplota ve stíněné části může klesnout až k -157 °C. V kombinaci s minimálním tlakem jsou tak kladeny vysoké nároky nejen na samotné materiály, ale i celou konstrukci hlavice. Běžně používané způsoby pohonu úchopných hlavic, jako pneumatický a hydraulický, nelze v takových podmínkách využít.

Při předpokládanému způsobu a podmínkách nasazení je předpoklad vysoké variability robotem prováděných úkonů za prakticky nulové servisní činnosti. Je proto zásadní dbát na co nejvyšší míru univerzálnosti a spolehlivosti úchopné hlavice.

Z těchto důvodů je tedy potřeba vynaložit veškeré úsilí k minimalizaci potenciálních problémů již v počátku, tedy při samotném návrhu mechanismu úchopné hlavice. Vzhledem ke zmíněným nízkým tlakům je jakákoliv posuvná vazba mechanismu potenciálním problémem, kdy běžná maziva za těchto podmínek selhávají a spolehlivé zakrytí odhalené části posuvu je také problematické. Proto bylo stanoveno, že veškeré kinematické dvojice v mechanismu budou spojeny pouze rotačními vazbami, jejichž zakrytí, těsnění a případné mazání je výrazně jednodušší.

Komerčně dostupné varianty úchopných hlavic, jejichž možnost využití ve vesmíru by výrobce deklaroval, nebyly nalezeny. Drtivá většina prodávaných řešení pak navíc nespĺňuje zmiňované podmínky vyplývající ze specifčnosti použití. To také bylo motivací pro vznik této práce, která by měla poskytnout základ pro návrh vhodného řešení.

Práce by tedy měla nabídnout základní vhled do problematiky návrhu mechanismu při specifických požadavcích na jeho funkci. Vzhledem k často protichůdným nárokům kladeným na výsledné mechanismy se zabývá i následnou optimalizací a volbou finálního řešení rovnovážného stavu mezi jednotlivými kritérii.

2 Cíle práce

Hlavním cílem práce je vytvořit koncepční návrh úchopné hlavice pro vesmírné aplikace, který bude odpovídat zadaným specifikacím. Vybraný mechanismus bude zoptimalizován tak, aby odpovídal vybraným kritériím.

Od hlavního cíle se postupně odvíjí i jednotlivé dílčí cíle, které by měly vést k jeho postupnému dosažení. V počáteční fázi návrhu je provedena rešerše za účelem zjištění možných variant mechanismů, stejně jako samotných metod uchopování a následné porovnání s komerčně dostupnými řešeními.

Na základě provedené rešerše je snaha o vybrání mechanismů, které by svojí topologií byly vhodné pro využití v navrhované úchopné hlavici. Následně jsou sestaveny jednotlivá kritéria pro cílovou funkci optimalizace, na jejichž základě je možné vybrané mechanismy zoptimalizovat.

Závěrem je sestavena Pareto množina, díky které je možné provést kvalifikovaný výběr optimálního řešení z výsledků vícekritériální optimalizace.

3 Úchopné hlavice

Hlavním důvodem pro nasazení robota je splnění zadaného úkolu. Prostředkem k jeho realizaci často bývá část robota zvaná úchopná hlavice neboli koncový efektor. Koncovým efektozem může být u svářecího robota svářecí hlavice, pro lakovacího robota lakýrnická pistole a pro robota pracujícího na montážní lince úchopná hlavice, sloužící k přemístění součásti.

Při nasazení robota do provozu je jedním z nejčastějších úkolů, které má robot plnit, právě manipulace s objekty. Úchopná hlavice se tak stává prostředkem robota pro interakci s okolím a zároveň nástrojem, který umožňuje zadaný úkol splnit a slouží robotu obdobně, jako člověku lidská ruka.

S předpokládaným nasazením robota souvisí i typ jeho úchopné hlavice. U robotů ve výrobě jsou úchopné hlavice často vybírány s ohledem na maximální výkonnost při konkrétní operaci, zatímco při nasazení mimo průmysl je častěji kladen důraz na variabilitu a univerzálnost celkového použití.

Příkladem mohou být úchopné hlavice armádních či hasičských robotů, nebo právě robotů pracujících ve vesmíru.

3.1 Rozbor metod uchopování

Při návrhu nové úchopné hlavice je nutné nejprve provést rozvahu, jakým způsobem má vůbec dojít k uchopení předmětu. Konečný výběr pak závisí především na typu manipulovaných předmětů a požadovaném nasazení konkrétního robota.

U přemísťovaných objektů jsou hlavními vlastnostmi určujícími metodu uchopení jejich tvar, materiál a struktura povrchu. Při zohledňování nasazení robota jsou brány v potaz specifika prostředí, ve kterém se bude robot pohybovat (s nebezpečím výbuchu, vakuum, extrémní teploty, potravinářství apod.). Kromě toho je zapotřebí zohlednit i předpokládané nasazení, tedy zda bude robot využit v pásové výrobě o vysokém taktu, nebo se bude jednat o univerzální manipulátor osazený na mobilního robota.

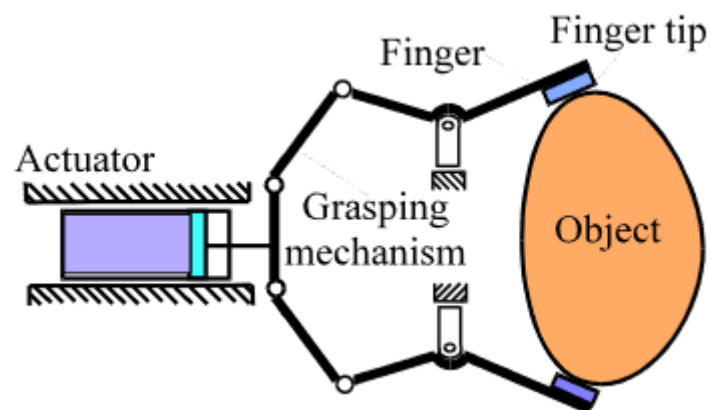
Obecně lze definovat čtyři základní principy samotného uchopování objektů koncovým efektozem robota. Jedná se o metodu impaktní, ingresivní, kontaktní a astriktivní[1][2].

3.1.1 Impaktní metoda

Princip uchopení impaktní metodou je zpravidla založen na Newtonově principu akce a reakce, tedy sevření uchopovaného objektu pomocí pevných čelistí (Obr. 1). Sevřením vzniká mezi čelistí a uchopovaným objektem normálová síla a odpovídající třecí síla, čímž je zabezpečeno pevné uchopení předmětu. Průmyslová varianta impaktní hlavičky je na Obr. 2.

V závislosti na konstrukci může mít daná hlavička zpravidla jednu až čtyři pohyblivé čelisti, jejichž polohování je zajištěno různými druhy mechanismů. K pohonu bývá využito pneumatických, hydraulických a elektrických pohonů, méně často i elektromagnetů.

V praxi se jedná o nejčastěji využívaný způsob konstrukce úchopných hlavic pro svou vysokou spolehlivost uchopení, možnost regulace uchopovací síly a celkovou univerzálnost zařízení [1][2][3].



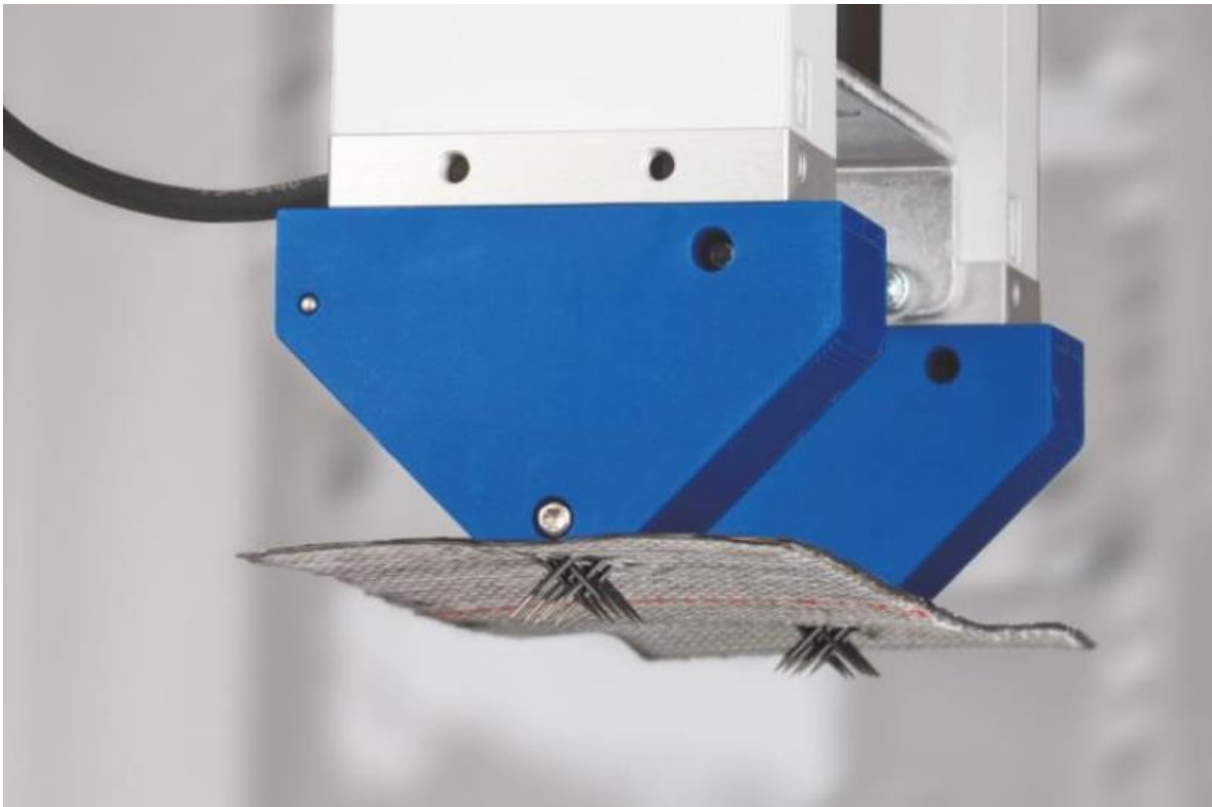
Obr. 1 Schéma úchopné hlavičky se dvěma rotačními čelistmi a lineárním pohonem [11]



Obr. 2 Impaktní úchopná hlavička s tvarovými čelistmi a lineárním posuvem čelistí [12]

3.1.2 Ingresivní metoda

Ingresivní metoda je využitelná prakticky výhradně u „měkkých“ materiálů – tkanin, skelných a uhlíkových vláken a podobně. Uchopení je realizováno deformací uchopovaného materiálu. Deformace může být v podobě průniku nebo skřípnutím. Průnik nastává využitím jehel či jiných ostrých hrotů přímo do materiálu, což je zpravidla využíváno pro manipulaci s tkaninami (Obr. 3). Naproti tomu pro skřípnutí je možné použít hlavice osazené jemnými zoubky či hranami, které po sevření deformují povrch manipulovaného materiálu a tím zajistí úchop. Je žádoucí, aby byl materiál schopen se i po takovém uchopení vrátit do původního stavu, proto je tento způsob konstrukce používán především pro již zmíněná vlákna, nebo různé desky z umělých pěnových hmot [1].



Obr. 3 Ingresivní úchopná hlavice při manipulaci s uhlíkovou tkaninou[13]

3.1.3 Adhezní metoda

Uchopování předmětů adhezní metodou je založeno na úplném spojení úchopné hlavice a manipulovaného předmětu. Vlastní spojení může být realizováno dvěma způsoby.

Prvním způsobem je lepený spoj, nejčastěji realizován lepicí páskou, nebo vyrobením úchopné hlavice z trvale lepidivého polymeru. V případě využití pásky je nutno ji před každým uchopením

převinout a tím získat nový, čistý úsek s lepidlem. Díky tomu je zajištěna stabilní hodnota přídržné síly [1].

Druhým způsobem je spojení s materiálem pomocí zmražených kapiček vody, které přimrznou jak na úchopné hlavici, tak na uchopovaném materiálu, čímž je zajištěno spojení. Zmražení je realizováno tekutými plyny, nebo peltierovým článkem.

V případě využití tekutých plynů je však zároveň nutno zabezpečit vnější ohřev k následnému roztátí ledu. Výhodou je naopak vysoká rychlost zmražení a s tím související nižší čas potřebný pro uchopení předmětu.

Peltierův článek naproti tomu umožňuje provést roztátí pouhým obrácením polarity vstupního napětí [1].

Poslední variantou je metoda uchopování inspirována schopnostmi gekonů. Jejich chodidla jsou opatřena velkým množstvím jemných chloupků, které na molekulární úrovni vytvářejí přídržnou sílu pomocí Van der Waalsových sil (Obr. 4). Za účelem využití tohoto principu byly vytvořeny syntetické materiály, které při jejich umístění na úchopnou hlavici umožňují uchopovat předměty právě tímto způsobem [14].

Jelikož u adhezních metod nedochází k přílišnému namáhání uchopovaného předmětu a zároveň umožňují přichycení k hladké ploše, hodí se především pro manipulaci s měkkými, tenkými materiály, jako jsou listy papíru a podobně [1].



Obr. 4 Detail adhezní úchopné hlavice využívající Van der Waalsových sil [14]

3.1.4 Astriktivní metoda

Způsob uchopení astriktivní metodou je založen na principu přilnutí uchopovaného materiálu k hlavici. Toho je dosaženo podtlakem, magnetickým polem, nebo elektrostatickým nábojem. Na rozdíl od ostatních metod je při jejich sepnutí často vyžadován stálý přísun energie.

Při využití podtlaku je zpravidla využíváno různých druhů přísavek, ať už pasivních, kdy je přilnutí zajištěno mechanickým zmáčknutím přísavky na povrchu, nebo aktivních, kde je podtlak vytvářen pomocí vývěvy, pístu apod. Tento způsob úchopu podmiňuje dostatečná kvalita povrchu předmětu, je tedy především vhodný pro manipulaci s tabulemi skla nebo plechy. Příklad hlavice vybavené přísavkami je na Obr. 5 [1].



Obr. 5 Přísavková úchopná hlavice při manipulaci s výliskem karoserie [15]

Přichycení magnetickým polem je nejčastěji realizováno elektromagnetem, případně mechanismem s dvěma permanentními magnety. V takovém případě je jeden magnet uvnitř hlavice polohován, čímž dochází k uzavírání (resp. otevírání) magnetického obvodu a tím je regulována přídržná síla hlavice. Použití je tím limitováno na feromagnetické materiály předmětů. Na Obr. 6 je vyobrazena hlavice využívající magnetického pole [1][21][22].

Při využití elektrostatického náboje je uchopovaný předmět vystaven elektrickému poli a tím dojde k jeho polarizaci. To způsobí přichycení dílce k úchopné hlavici. Hlavní výhodou této metody je možnost její aplikace i při manipulaci ve vakuu, či pro uchopování perforovaných objektů. Toho je využíváno např. při výrobě polovodičů při manipulaci s již částečně vyleptanými wafery. Obecně je metoda vhodná pro tenké, jemné a relativně rovné dílce [1].



Obr. 6 Magnetická úchopná hlavice při manipulaci s ocelovou trubkou [16]

3.2 Impaktní hlavice

Na základě rozboru v kapitole 3.1. byla pro navrhovanou úchopnou hlavici, jejíž mechanismus bude optimalizován v rámci této práce, zvolena impaktní metoda uchopování. Rozhodnutí bylo založeno na skutečnosti, že bylo předpokládáno využití především při manipulaci s pevnými předměty různých velikostí a tvarů. Bylo tedy třeba navrhnout spolehlivé a univerzální řešení.

3.2.1 Komerčně dostupné varianty impaktních hlavic¹

Jednou z největších a nejrozšířenějších firem, zabývajících se uchopováním v automatizaci je firma Schunk. Nabízí široké portfolio úchopných hlavic od základních řešení přes adhezivní a magnetická chapadla po antropomorfní 5prstou ruku. [25]

Pro účely této práce by byly vhodné především úhlové a paralelní varianty chapadel. Bohužel veškeré vyráběné úhlové hlavice jsou poháněny pneumatickým pohonem (Obr. 7) [23]. Paralelní hlavice existují i ve variantách s elektrickým pohonem, ovšem čelisti jsou montovány

¹ Z přehledu byly vynechány hlavice využívající „měkkého uchopování“. Jednak z důvodu, že jejich mechanismy jsou často založené na pneumatickém pohonu, nebo dokonce vytváření podtlaku, zároveň také proto, že se jedná o poměrně novou technologii, která zatím nedosahuje takových silových výkonů, jako tradiční „pevné“ hlavice.

do posuvných vedení (Obr. 8) [18], což způsobuje již zmíněné problémy s dostatečným mazáním.



Obr. 7 Angulární hlavice firmy Schunk [17]



Obr. 8 Paralelní hlavice firmy Shunk [18]

Další variantou pak může být úchopná hlavice RG2 firmy OnRobot (Obr. 9). Jedná se o kompletní úchopnou hlavici včetně chytrého řídicího systému. Mechanismus hlavice je dle dohledané dokumentace angulární a pohon je elektrický. Bohužel se jedná o řešení pro kooperativní roboty, čemuž odpovídá krytí stupně IP54. Zároveň se výrobce nezmiňuje o vnitřním uspořádání hlavice a není tak možné posoudit přítomnost posuvných vazeb [19].



Obr. 9 Úchopná hlavice firmy OnRobot [19]

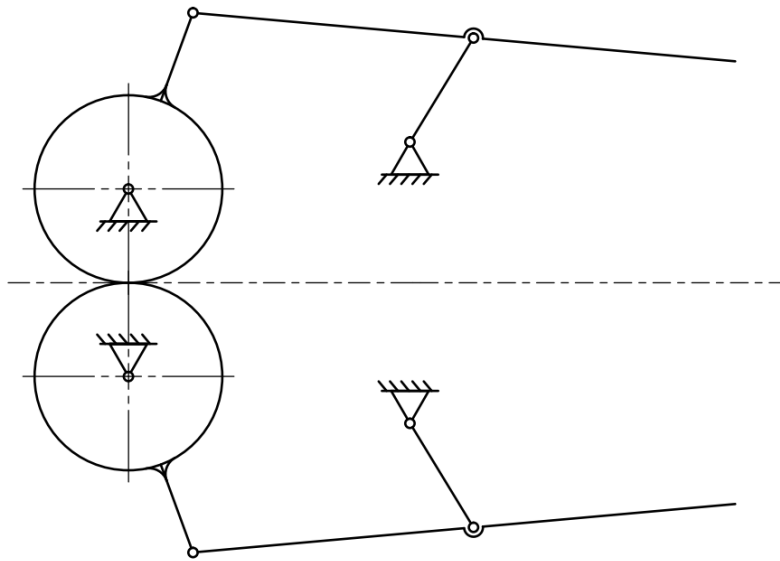
3.2.2 Vybrané mechanismy pro optimalizaci

Jak vyplývá z předchozí kapitoly, bohužel se nepodařilo nalézt vhodnou komerční variantu úchopné hlavice, jejíž funkci by výrobce mohl zaručit i ve vesmírných podmínkách, případně by tato varianta neměla zmiňované problematické mechanické části. Proto bylo přistoupeno k návrhu mechanismu vlastního.

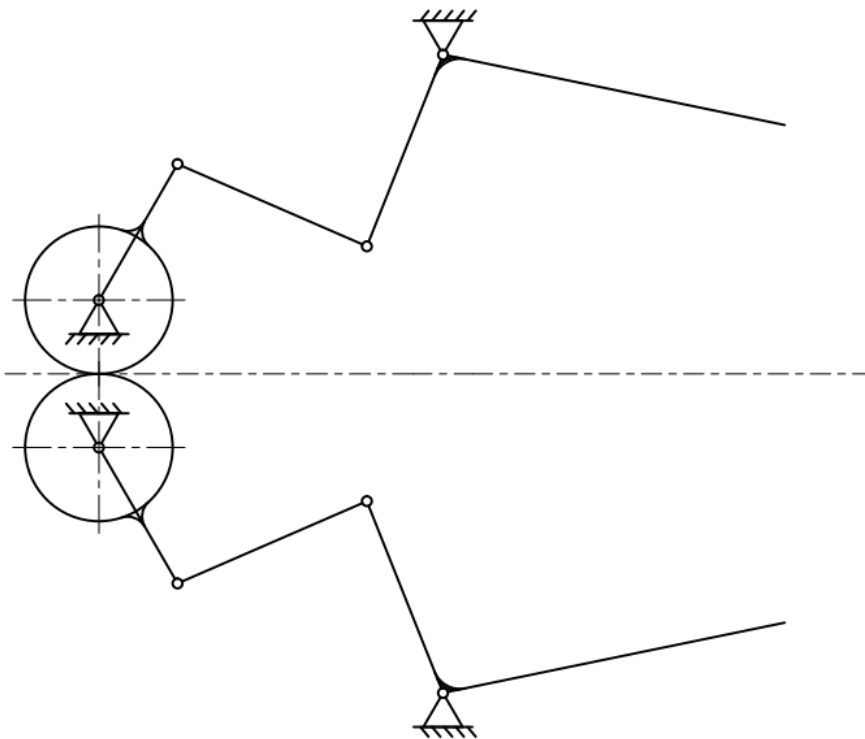
Pro pohon navrhované impaktní hlavice byl vzhledem k předpokládanému prostředí, ve kterém bude úchopná hlavice operovat, vybrán elektrický pohon. Ten obecně vykazuje poměrně nízkou potřebu údržby, zároveň se vyznačuje vysokou mírou kontrolovatelnosti a efektivity přeměny energie, nehledě na čistotu provozu celého zařízení [1][24].

Garreth J. Monkman [1] značně obsáhle pojednává o různých používaných mechanismech impaktních hlavic. I přes poměrně vysoké množství popsaných mechanismů je elektricky poháněných minimum. U mechanismů s elektrickým pohonem je tento pohon zpravidla použit pro otáčení pohybovým šroubem. Takové uspořádání umožňuje kompenzovat obecně nižší výstupní moment elektropohonu v porovnání např. s hydraulickým pohonem [1]. Bohužel toto řešení opět přivádí k obtížím s mazáním. Proto byly v knize popsané mechanismy použity především jako zdroj inspirace.

Na základě předchozí rešerše byly pro optimalizaci navrženy dvě varianty mechanismů. Obě vychází ze čtyřkloubového mechanismu. První varianta (Obr. 10) využívá pro uchopování objektů prodloužené těhlice a topologií vychází ze schématu 9 na Fig. 3.30 v [1]. Ve druhé variantě (Obr. 11) je koncový bod umístěn na druhém ramenu čtyřkloubového mechanismu, které má tvar lomené páky. Druhá varianta pak vychází z pravého horního schématu na Fig. 3.72 v [1].



Obr. 10 Schéma první varianty mechanismu



Obr. 11 Schéma druhé varianty mechanismu

4 Úloha optimalizace

Při návrhu nových mechanismů je zpravidla velké množství možností, které jsou řešením daného problému. Optimalizace umožňuje se v prostoru řešení zorientovat a vybrat to, které bude nejlépe odpovídat požadovaným parametrům – optimální řešení [8][10].

Kvalitu jednotlivých řešení je při tomto procesu nutno kvantifikovat, to je řešeno tzv. hodnotící (nebo též cílovou) funkcí. Ta většinou funguje jako penalizační systém jednotlivých řešení a čím lépe dané řešení splňuje požadované parametry dané hodnotící funkcí, tím nižší penalizaci od ní obdrží. Optimální řešení se tak zpravidla nachází v minimu této funkce. Zároveň lze úlohu samozřejmě přeformulovat i do tvaru, kdy je hodnota cílové funkce maximalizována [10].

Pro jednoduché úlohy, kdy je průběh hodnotící funkce hladký, spojitý a snadno diferencovatelný, je možné optimalizaci provést užitím diferenciálního počtu a s jeho pomocí nalézt její minimum. Časté jsou ale případy, kdy je hodnotící funkce nespojitá, nebo dokonce hledáme takové řešení, které obsahuje pouze hodnoty z předem definované množiny hodnot. Za takových okolností je nutné použití jiných optimalizačních algoritmů, jako jsou přímé algoritmy, stochastické algoritmy nebo populační algoritmy [10][7].

V závislosti na typu algoritmu je možné vyhledávat buď lokální nebo globální minima cílové funkce. Problémem lokálních metod je jejich citlivost na zvolení počátečního odhadu řešení. Toto může zapříčinit diametrálně rozdílné výsledky optimalizace, podle toho, kterému lokálnímu minimu je právě zvolený počáteční bod nejbližší. Proto se lokální metody hodí především v případech, kdy je předem znám odhad průběhu hodnotící funkce, případně jsou alespoň řádově známy výsledné hodnoty řešení [10].

Naopak globální metody umožňují nalézt globální minimum hodnotící funkce dosažitelné v zadaném přípustném rozsahu řešení. Hodí se proto více v případech, kdy je prostor hodnotící funkce a její průběh zcela neznámý. Pomocí nich je tak možné nalézt optimum, i pokud je zadaný počáteční odhad výrazně odlišný od optimálního [10].

Hodnotící funkce použitá v této práci bude obsahovat simulaci mechanismu a nelze ji tak diferencovat. Zároveň obsahuje mnoho nespojitostí způsobených ověřováním různých podmínek apod. Z těchto důvodů bylo pro řešení optimalizace využito genetických algoritmů.

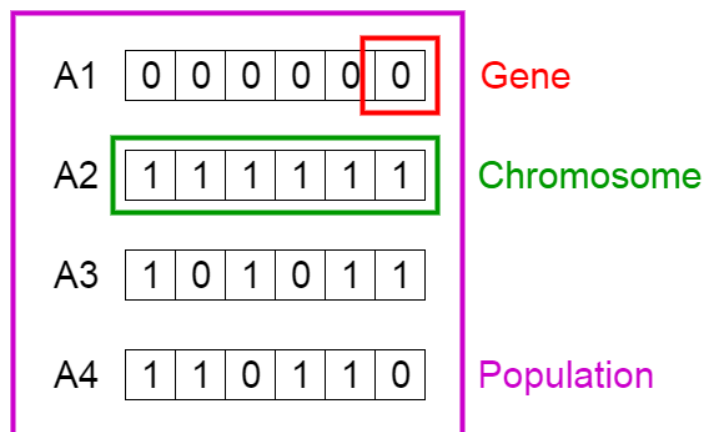
4.1 Genetické algoritmy

Genetické algoritmy jsou optimalizační nástroj, patřící do skupiny populačních algoritmů, využívaný k vyhledávání globálního minima na prostoru všech řešení hodnotící funkce. Pro jejich robustnost při řešení optimalizačních problémů je jejich nasazení možné i v případech, kdy ostatní algoritmy není možné použít, nebo nedosahují konvergence. Nacházejí tak optimum i v případech, kdy je hodnotící funkce vysoce nelineární, nespojitá nebo špatně diferencovatelná. Zároveň je možné je použít i pokud tvar hledaného řešení není spojitý (například je ve formě vektoru, který smí obsahovat pouze přirozená čísla) [7][8].

Jejich princip je inspirován přírodní evolucí, při které přežívají jen ti nejsilnější jedinci, resp. mají nejvyšší pravděpodobnost svého rozmnožení a předání tak své genetické informace dalším generacím. Obdobný systém je aplikován právě i v genetických algoritmech, proto se často i zachovává obdobná terminologie (Obr. 12) [7][8].

Celý výpočet je vedený v po sobě jdoucích cyklech, ve kterých jednotliví jedinci soupeří o své přežití, respektive možnost předání svých genů jedincům, kteří přijdou v dalších generacích. Každý jedinec je řešením hodnotící funkce a o jeho přežití rozhoduje, jak dobře dokáže minimalizovat hodnotící funkci v porovnání s ostatními. Pokud je dostatečně úspěšný, jsou jeho geny použity pro vytvoření populace nové, která tvoří další generaci jedinců a tím začíná nový cyklus [7][9].

Jednotlivé jedince je možné interpretovat jako vektor o takové dimenzi, jako je počet optimalizovaných parametrů. Jedinec je složen z genů (při zachování přirovnání k vektoru se jedná o jeho elementy), kdy každý gen má význam jednoho z optimalizovaných parametrů (např. v této práci každý gen odpovídá jednomu rozměru mechanismu) [7][9].



Obr. 12 Grafické znázornění jednotlivých pojmů z oblasti genetických algoritmů [7]

4.1.1 Proces výpočtu

Na začátku výpočtu je spuštěna fáze inicializace. V té dojde k vytvoření úvodní populace jedinců sestavených z náhodně vybraných genů. Poté jsou všichni jedinci použiti jako vstup do hodnotící funkce a každému je přiřazena výsledná hodnota hodnotící funkce. Kromě výsledné hodnoty hodnotící funkce je určen u každého jedince i odhad, jak moc je pravděpodobné, že geny daného jedince budou schopny sestavit ještě lepšího jedince, než je ten současný. Na základě těchto hodnot je vytvořen set jedinců (rodičů), kteří budou použiti při vytváření nové generace a ostatní zaniknou. Po vytvoření nové generace způsoby, které jsou diskutovány dále, se celý cyklus hodnocení, výběru setu rodičů a tvorby nových jedinců opakuje [7][9].

Tímto způsobem je zajištěno stálé postupné zlepšování dosahovaných parametrů jednotlivých generací. Celý proces trvá do doby, dokud není dosaženo splnění některé z podmínek ukončení [7][8][9].

Z výše uvedeného vyplývá, že celý proces je heuristický a není tak zabezpečeno nalezení takového řešení, které by zaručilo dosažení exaktního absolutního globálního minima hodnotící funkce. Genetické algoritmy však umožňují se tomuto minimu s dostatečnou přesností přiblížit a zároveň umožňují optimalizovat jinak velmi složité řešitelné úlohy [7][8].

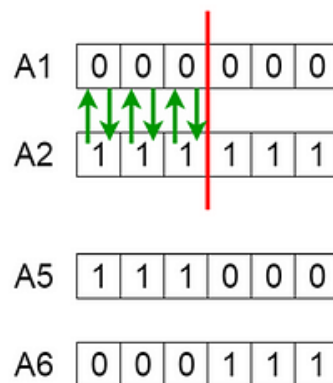
4.1.2 Výběr rodičů

Výběr setu rodičů je možné provést různými metodami, hlavním principem je objektivní upřednostnění jedinců s nejlepšími výsledky. Vlastní výběr je pak možno realizovat několika způsoby. Jednou z variant je uspořádání všech jedinců ze současné generace na pomyslnou úsečku od nejlepšího jedince po nejhoršího. Každý jedinec zabírá poměrnou část délky úsečky podle jeho výsledku daného hodnotící funkcí. Následně je spuštěn výběrový algoritmus, který

rovnoměrně rozloží po délce úsečky takový počet bodů, jaký odpovídá požadovanému počtu vybraných jedinců. Jedinec, na jehož části úsečky leží bod, je vybrán do setu rodičů. Je tak možné, že výborní jedinci mohou být vybráni víckrát, ale zároveň je ve vybraném setu zachováno pro variabilitu genofondu i několik horších. Další variantou je např. systém rulety, kdy pravděpodobnost zvolení každého jedince je tím vyšší, čím lepších výsledků dosáhl a opět je takto vybrán odpovídající počet jedinců do rodičovského setu [9].

4.1.3 Vytváření nové generace

Vytvoření jedinců pro novou generaci je možné třemi způsoby. Jedinci, u kterých je vysoká pravděpodobnost, že jejich změnou by již nedošlo ke zlepšení (tzv. elitní), jsou v nezměněném stavu použiti dále. Druhou možností je křížení. Geny dvou rodičů jsou od náhodně zvolené pozice (např. u třetího genu) zaměněny za geny druhého rodiče (Obr. 13). Tím vzniknou dva nové jedinci. Poslední možností je mutace jednotlivých genů, která je zároveň důležitá pro udržení rozmanitosti genofondu. To je řešeno občasným modifikováním náhodně zvoleného genu – náhodnou změnou jeho hodnoty (Obr. 14) [7][9].



Obr. 13 Princip vytváření nových jedinců z rodičů [7]

Before Mutation

A5 1 1 1 0 0 0

After Mutation

A5 1 1 0 1 1 0

Obr. 14 Princip mutace [7]

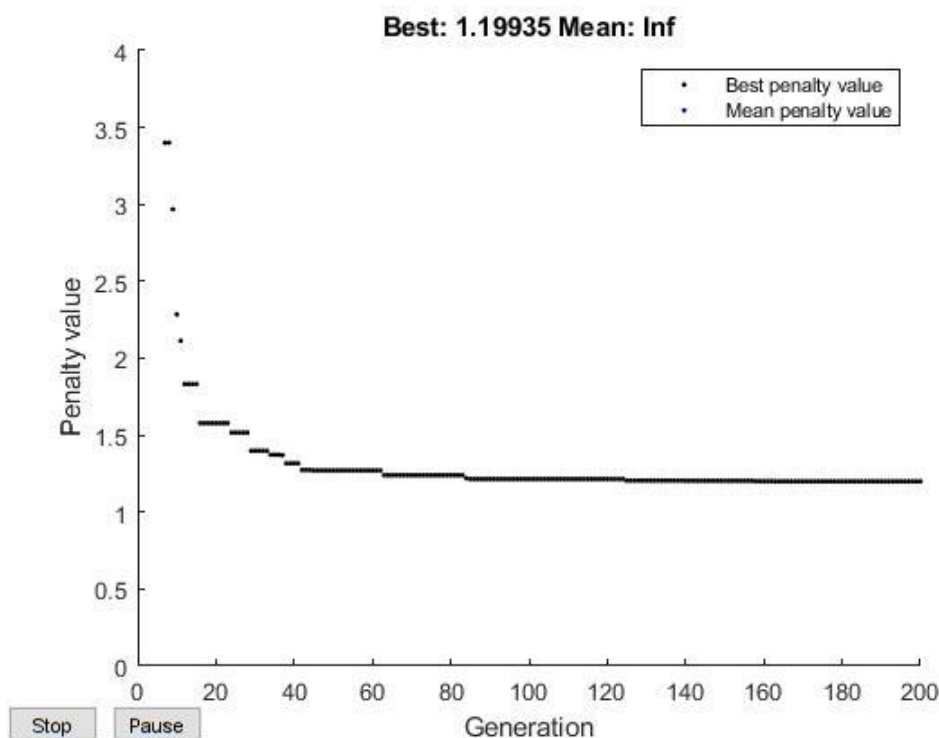
4.1.4 Podmínky ukončení

Podmínky ukončení stanovují, za jakých okolností dojde k zastavení procesu optimalizace. Zpravidla souvisí buď s dosahovanými parametry jednotlivých jedinců nebo s celkovým počtem provedených cyklů [9].

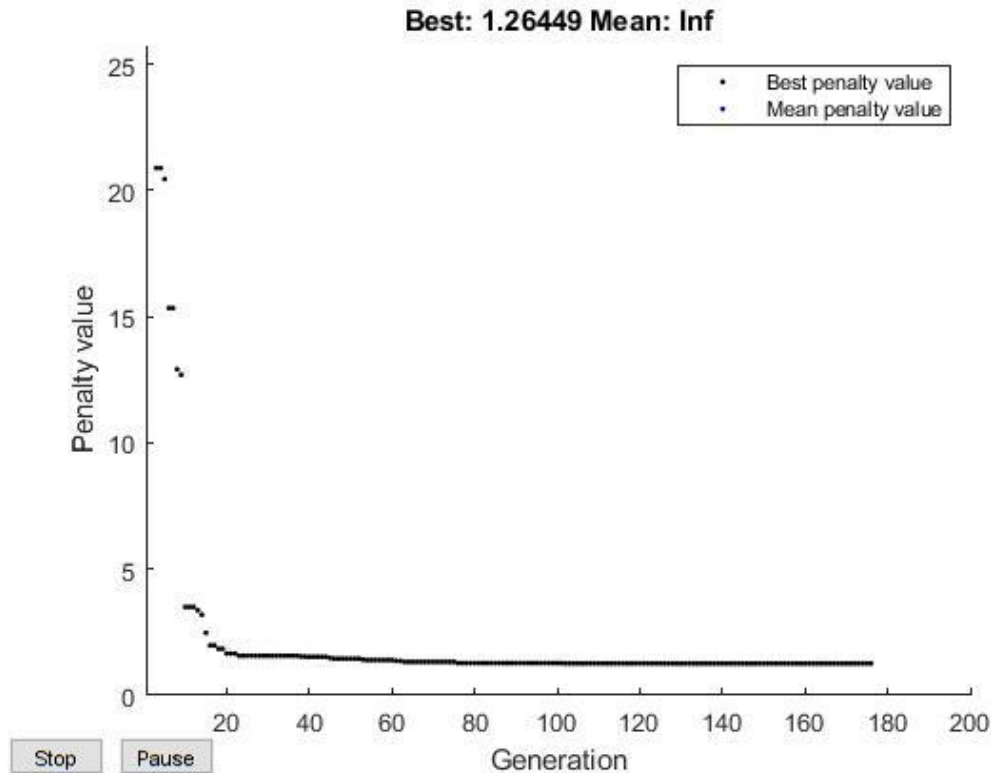
Příkladem populací dosahovaných parametrů může být dosažení zadaného mezigeneračního zlepšení (tedy jakási stagnace výpočtu, která zpravidla značí, že se výpočet dostal již velmi blízko k optimu) nebo dosažení požadované hodnoty hodnotící funkce [9].

Podmínkou související s celkovým počtem cyklů může být provedení maximálního zvoleného počtu generací nebo vytvoření a otestování zadaného celkového počtu jednotlivých jedinců [9].

Na grafech níže jsou zobrazeny průběhy dosahovaných hodnot nejlepšími jedinci napříč generacemi. Na Obr. 15 je dosaženo podmínky ukončení maximálním počtem generací, Obr. 16 zachycuje ukončení minimální průměrnou změnou penalizace.



Obr. 15 Dosažení podmínky maximálního počtu generací



Obr. 16 Dosažení podmínky minimální průměrné změny penalizace

4.1.5 Omezující funkce

Kromě hodnotící funkce, která popisuje řešený problém, je možné nastavit i omezující funkce, které působí přímo na jednotlivé geny. Pomocí omezujících funkcí je například možné definovat maximální a minimální hodnoty použitelné u jednotlivých genů, ale i složitější vztahy mezi jednotlivými geny [9].

Mimo to lze definovat i sadu hodnot, ze kterých je možné pro jednotlivé pozice vybírat. To je výhodné například při požadavku na pouze celočíselné hodnoty řešení, čehož bylo využito i v této práci pro zajištění rozměrů jednotlivých ramen mechanismu v délkách celých milimetrů [9].

4.1.6 Genetické algoritmy v této práci

Přestože je principiální stránka genetických algoritmů poměrně jednoduchá, jejich praktická implementace tak snadná není. Mimo to je k dispozici velké množství již vytvořených komerčních i opensource softwarů, které jejich použití umožňují. Navíc díky velkým uživatelským základnám je v nich odhalena a opravena většina chyb. Proto bylo přistoupeno k použití již vytvořeného systému, konkrétně se jedná o balíček umožňující použití genetických algoritmů z optimalizačního toolboxu programu MATLAB.

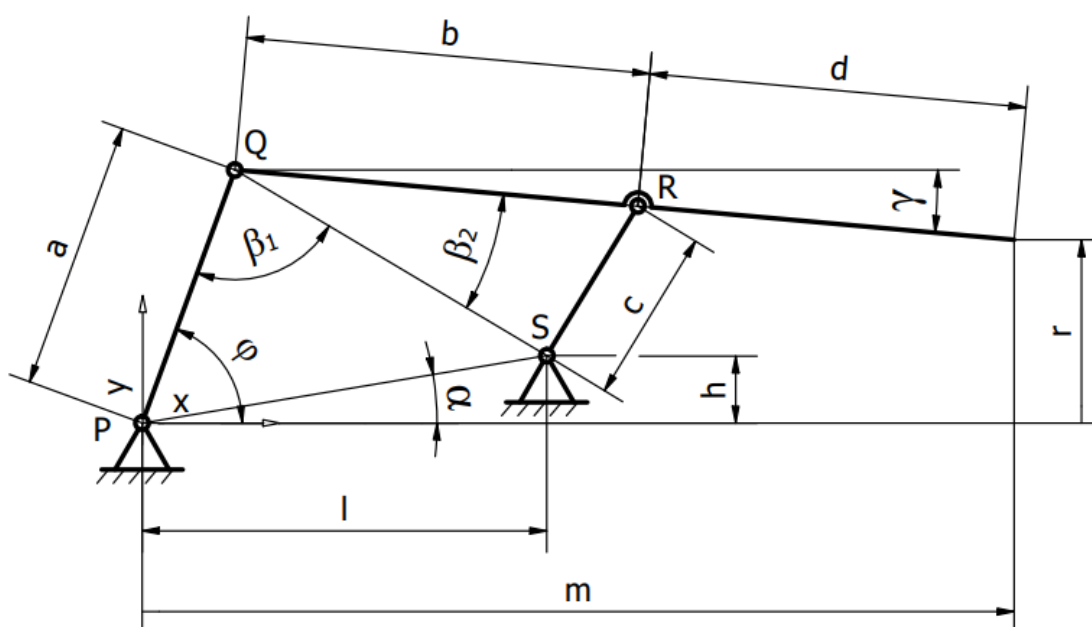
5 Simulační modely navržených konceptů mechanismů

Pro možnost simulace konceptů mechanismů úchopných hlavic v rámci hodnotící funkce bylo potřeba nejprve sestavit rovnice popisující jejich chování. To znamenalo určit vztahy mezi úhlem natočení vstupního ramene φ a polohou koncového bodu mechanismu a také vyjádřit kinematický převod pro možnost odhadu úchopné síly v dané poloze.

Díky předpokladu symetričnosti celého mechanismu podél podélné osy bylo dostačující kinematické modely vytvořit vždy pouze pro jednu čelist mechanismu.

5.1 Varianta mechanismu 1

Na Obr. 17 je znázorněno přiřazení proměnných jednotlivým rozměrům v mechanismu:



Obr. 17 Schéma mechanismu varianty 1 s označením jednotlivých rozměrů

Popis polohy koncového bodu mechanismu v ose x a y:

$$PS = \sqrt{l^2 + h^2} \quad (5-1)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{h}{l}\right) \quad (5-2)$$

$$QS = \sqrt{PS^2 + a^2 - 2 * PS * a * \cos(\varphi - \alpha)} \quad (5-3)$$

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{QS^2 + a^2 - PS^2}{2 * QS * a}\right) \quad (5-4)$$

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{b^2 + QS^2 - c^2}{2 * QS * b}\right) \quad (5-5)$$

$$\gamma = \pi - \beta_1 - \beta_2 - \varphi \quad (5-6)$$

$$r = a * \sin(\varphi) - (b + d) * \sin(\gamma) \quad (5-7)$$

$$m = a * \cos(\varphi) + (b + d) * \cos(\gamma) \quad (5-8)$$

Pro sestavení kinematického převodu mechanismu je nutné určit derivace polohových rovnic:

$$\dot{P}S = 0 \quad (5-9)$$

$$\dot{\alpha} = 0 \quad (5-10)$$

$$QS = \frac{1}{2 * QS} * (2 * PS * a * \sin(\varphi - \alpha)) * \dot{\varphi} = \dot{Q}S' * \dot{\varphi} \quad (5-11)$$

$$\dot{\beta}_1 = \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{QS^2 + a^2 - PS^2}{2 * QS * a}\right)^2}} * \frac{QS^2 - a^2 + PS^2}{2 * QS^2 * a} * \dot{Q}S' * \dot{\varphi} = \dot{\beta}_1' * \dot{\varphi} \quad (5-12)$$

$$\dot{\beta}_2 = \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{QS^2 + b^2 - c^2}{2 * QS * b}\right)^2}} * \frac{QS^2 - b^2 + c^2}{2 * QS^2 * b} * \dot{Q}S' * \dot{\varphi} = \dot{\beta}_2' * \dot{\varphi} \quad (5-13)$$

$$\begin{aligned} \dot{\gamma} &= -\dot{\beta}_1 - \dot{\beta}_2 - \dot{\varphi} = -\dot{\beta}_1' * \dot{\varphi} - \dot{\beta}_2' * \dot{\varphi} - \dot{\varphi} = (-\dot{\beta}_1' - \dot{\beta}_2' - 1) * \dot{\varphi} = \\ &= \dot{\gamma}' * \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (5-14)$$

$$\begin{aligned} \dot{r} &= a * \cos(\varphi) * \dot{\varphi} + (b + d) * \cos(\gamma) * \dot{\gamma}' * \dot{\varphi} = \\ &= (a * \cos(\varphi) + (b + d) * \cos(\gamma) * \dot{\gamma}') * \dot{\varphi} = \dot{r}' * \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (5-15)$$

Třecí síla, zodpovědná za uchopení předmětu, je přímo úměrná síle normálové, a zároveň normálová síla bude působit (vzhledem ke zvolené konstrukci mechanismu) prakticky výhradně ve směru osy y . Proto bylo možné vliv sil ve směru osy x zanedbat a výpočet kinematického převodu provést pouze ve směru osy y .

Kinematický převod J_y :

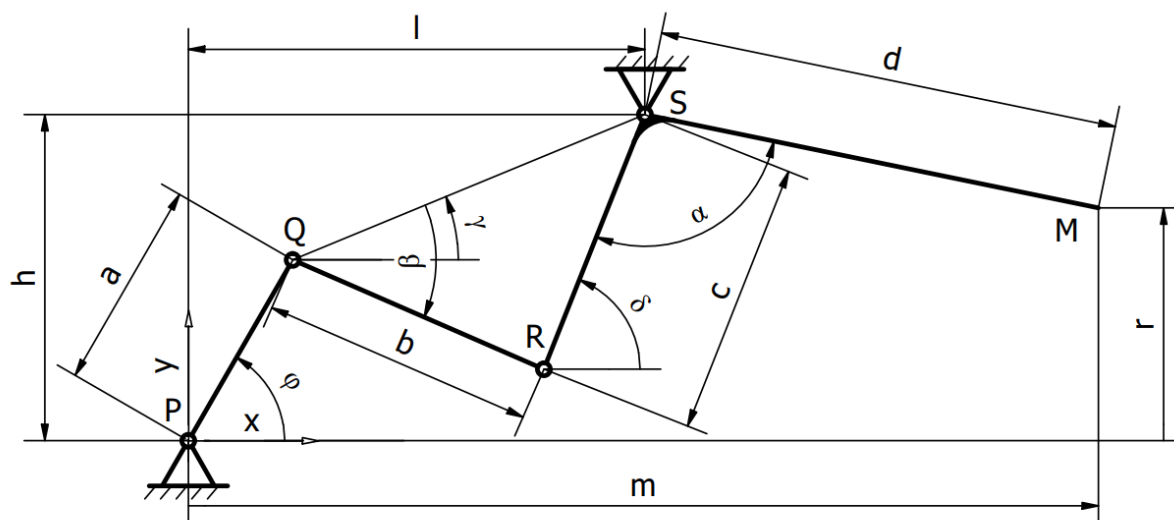
$$\dot{r} = J_y(\varphi) * \dot{\varphi} \quad (5-16)$$

$$J_{y1}(\varphi) = \frac{\dot{r}(\varphi)}{\dot{\varphi} * a_S} = \frac{\dot{r}' * \dot{\varphi}}{\dot{\varphi} * a_S} = \frac{\dot{r}'}{a_S} \quad (5-17)$$

Převod byl pro získání bezrozměrného čísla normalizován původní očekávanou délkou prvního (hnacího) ramene a . Ta je zde a dále označena a_S . Rozměr a_S je tak shodný i pro všechny ostatní mechanismy a zajišťuje, že jsou výsledné hodnoty kinematických převodů porovnatelné mezi jednotlivými mechanismy. Díky tomu tak lze i porovnávat požadavky na potřebný vyvinutý moment pohonu. Pro rozměr a_S byla zvolena hodnota 25 mm, která odpovídala přibližné očekávané dosažené hodnotě, nicméně její faktická hodnota nemá pro výsledek optimalizace zásadní vliv, protože je pro všechny mechanismy volená shodně.

5.2 Varianta mechanismu 2

Na Obr. 18 je opět zobrazeno přiřazení jednotlivých rozměrů mechanismu odpovídajícím proměnným, tentokrát pro druhou variantu:



Obr. 18 Schéma mechanismu varianty 2 s označením jednotlivých rozměrů

Pro druhou variantu byly opět odvozeny vztahy popisující pohyb koncového bodu:

$$Q_x = a * \cos(\varphi) \quad (5-18)$$

$$Q_y = a * \sin(\varphi) \quad (5-19)$$

$$QS = \sqrt{(h - Q_y)^2 + (l - Q_x)^2} \quad (5-20)$$

$$\gamma = \text{atan2}(h - Q_y, l - Q_x) \quad (5-21)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{b^2 + QS^2 - c^2}{2 * b * QS}\right) \quad (5-22)$$

$$R_x = Q_x + b * \cos(\gamma - \beta) \quad (5-23)$$

$$R_y = Q_y + b * \sin(\gamma - \beta) \quad (5-24)$$

$$\delta = \text{atan2}(h - R_y, l - R_x) \quad (5-25)$$

$$r = h + d * \sin(\delta - \pi + \alpha) \quad (5-26)$$

$$m = l + d * \cos(\delta - \pi + \alpha) \quad (5-27)$$

A následně sestaveny derivace:

$$\dot{Q}_x = -a * \sin(\varphi) * \dot{\varphi} = \dot{Q}_x' * \dot{\varphi} \quad (5-28)$$

$$\dot{Q}_y = a * \cos(\varphi) * \dot{\varphi} = \dot{Q}_y' * \dot{\varphi} \quad (5-29)$$

$$\dot{Q}S = -\frac{1}{QS} * ((h - Q_y) * \dot{Q}_y' + (l - Q_x) * \dot{Q}_x') * \dot{\varphi} = \dot{Q}S' * \dot{\varphi} \quad (5-30)$$

$$\dot{\gamma} = -\frac{1}{1 + \left(\frac{h - Q_y}{l - Q_x}\right)^2} * \frac{\dot{Q}_y * (l - Q_x) - (h - Q_y) * \dot{Q}_x}{(l - Q_x)^2} * \dot{\varphi} = \dot{\gamma}' * \dot{\varphi} \quad (5-31)$$

$$\dot{\beta} = -\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{b^2 + QS^2 - c^2}{2 * b * QS}\right)^2}} * \dot{Q}S' * \dot{\varphi} * \frac{QS^2 - b^2 + c^2}{2 * QS^2 * b} = \dot{\beta}' * \dot{\varphi} \quad (5-32)$$

$$\dot{R}_x = \dot{Q}_x - b * \sin(\gamma - \beta) * (\dot{\gamma}' - \dot{\beta}') * \dot{\varphi} = \dot{R}_x' * \dot{\varphi} \quad (5-33)$$

$$\dot{R}_y = \dot{Q}_y + b * \cos(\gamma - \beta) * (\dot{\gamma}' - \dot{\beta}') * \dot{\varphi} = \dot{R}_y' * \dot{\varphi} \quad (5-34)$$

$$\dot{\delta} = -\frac{1}{1 + \left(\frac{h - R_y}{l - R_x}\right)^2} * \frac{\dot{R}_y' * (l - R_x) - (h - R_y) * \dot{R}_x'}{(l - R_x)^2} * \dot{\varphi} = \dot{\delta}' * \dot{\varphi} \quad (5-35)$$

$$\dot{r} = d * \cos(\delta - \pi + \alpha) * (\dot{\delta}' * \dot{\varphi}) = \dot{r}' * \dot{\varphi} \quad (5-36)$$

Pro získání kinematického převodu:

$$J_{y2}(\varphi) = \frac{\dot{r}(\varphi)}{\dot{\varphi} * a_S} = \frac{\dot{r}' * \dot{\varphi}}{\dot{\varphi} * a_S} = \frac{\dot{r}'}{a_S} \quad (5-37)$$

Tím byly vytvořeny kinematické modely obou variant mechanismu pro optimalizaci.

6 Hodnotící funkce

Jádrem celé problematiky optimalizace je definování vlastností, na jejichž základě bude možno jednotlivé varianty mechanismu od sebe kvalitativně odlišit, a vybrat tak tu nejlepší [7][9]. Za tímto účelem bylo třeba sestavit celkovou cílovou funkci. Kromě vlastní hodnotící funkce bylo nutné definovat i několik dalších nezbytných podmínek, které vzhledem k jejich povaze je pouze nutno splnit, a nelze nijak dále kvantifikovat kvalitu splnění dané podmínky. Zařazení těchto kritérií přímo do hodnotící funkce vzhledem k diskrétnosti nabývaných hodnot tak postrádá smysl. Jejich začlenění do algoritmu proto bylo provedeno částečně odděleně.

6.1 Definování nezbytných podmínek:

Pro eliminaci jedinců, kteří nesplňují některou z vlastností hlídaných nezbytnými podmínkami bylo nutné zavést omezující podmínky. Ty v případě jejich porušení zasáhnou tak, že k výsledné hodnotě hodnotící funkce přičtou vysokou penalizaci (o několik řádů). Tím dojde k vyřazení tohoto jedince při vytváření dalších generací.

6.1.1 Minimální rozevření

Hlavním parametrem, který výsledný mechanismus bezpodmínečně musí splňovat (pro možnost porovnání výsledných řešení), je rozsah rozevření čelistí. Pro účely této práce byl zvolen rozsah 0–50 mm, nicméně vlastní hodnota není zásadní, protože ji lze následně měnit zvětšením nebo zmenšením celého mechanismu odpovídajícím měřítkem.

Souřadnice r , která odpovídá poloze koncového bodu mechanismu ve směru osy y , byla zavedena od osy x a ne od osy celého mechanismu. Proto bylo stanoveno, že poloha bodu P obou variant mechanismů bude vzdálena od osy 5 mm a hodnota rozevření r pak bude muset nabývat hodnot od -5 mm do +20 mm.

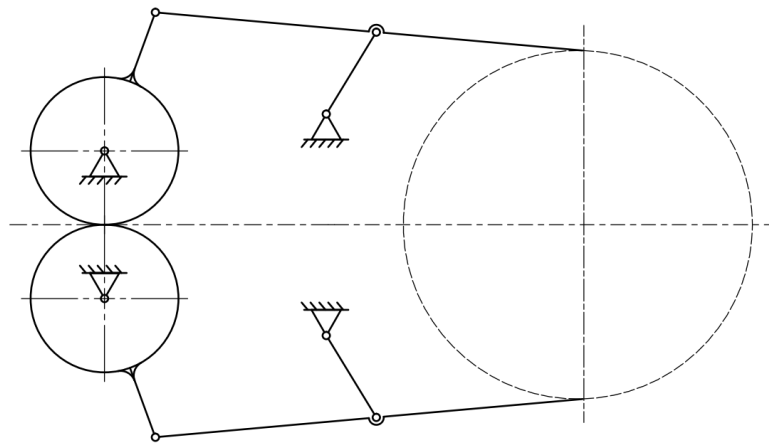
6.1.2 Maximální hodnota difference převodu

Při testování hodnotící funkce se ukázalo, že simulace mechanismu definovaná analytickými rovnicemi není při vhodných délkách částí mechanismu zcela spojitá. V průběhu simulace jsou totiž někdy dosaženy singulární polohy mechanismu, ve kterých dochází ke změně jeho konfigurace. Vzhledem k tomu, že v singulární poloze není přenášena na koncový bod mechanismu žádná síla, je tento jev v oblasti pracovního prostoru vysoce nežádoucí. Průvodním jevem takového stavu jsou viditelné skoky v průběhu převodu. Z toho vychází i

implementace této podmínky do algoritmu. Kontrola této podmínky tak byla realizována kontrolou všech diferencí mezi jednotlivými hodnotami převodu v uvažovaných polohách.

6.1.3 Schopnost uchopit předmět kruhového průřezu

Jako poslední nezbytná podmínka byla stanovena schopnost úchopné hlavice sevřít v každé poloze alespoň předmět kruhového průřezu. Tato podmínka byla uplatněna především u první varianty mechanismu, kde hrozilo přílišné zkrácení délky d čelisti. To by způsobilo, že při větších uchopovaných průměrech při snaze o dosažení průměru pro možnost sevření dílce by došlo ke kolizi v místě rotační vazby S s uchopovaným dílcem. Pro ilustraci problematiky poslouží Obr. 19:



Obr. 19 Schéma uchopení předmětu kruhového průřezu za průměr

6.2 Sestavení cílové funkce pro optimalizaci mechanismů:

Pro optimalizaci bylo nutné vybrat správné hodnotící kritérium, které by umožňovalo kvantifikovat dosažené výkony dané varianty. Při následném užití optimalizačního algoritmu na mechanismus je cílem najít takové rozměry mechanismu, které minimalizují hodnoty těchto kritérií. Pro získání celkově výhodných výsledků byly nakonec vybrány čtyři zájmové oblasti na výsledném mechanismu úchopné hlavice. Pro každou zájmovou oblast pak bylo nutné nalézt parciální cílovou funkci, která sledovanou vlastnost vhodně vyjadřuje.

6.2.1 Celkový kinematický převod J

Snaha o minimalizaci celkového převodu vyplývá nejen z cíle získat v rámci mechanismu úchopné hlavice co nejvyšší zesílení vstupní síly, ale i vyšší rozsah úhlu natočení hnacího ramene φ . Díky nízkému převodu je ve výsledku možné použít slabší a lehčí pohony, které celkově umožní vyšší dynamiku celého robota. Zároveň je celý mechanismus úchopné hlavice

méně citlivý na chyby dosaženého úhlu natočení pohonného ústrojí a je tak možné dosáhnout vyšší přesnosti polohování koncového bodu mechanismu. Pro výpočet byla uvažována průměrná hodnota převodu mechanismu v průběhu žádaného pohybu:

$$Q_{převod} = \bar{J}_y = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n J_y(\varphi_i) \quad (6-1)$$

Kde n je počet poloh mechanismu potřebných pro rozevření o v žádaném rozsahu.

6.2.2 Odchylka kinematického převodu J

Odchylka kinematického převodu J je směrodatnou odchylkou průběhu převodu v pracovním rozsahu pohybu. Její minimální hodnota je žádoucí z hlediska stálosti převodu a s tím souvisejícím snadnějším odhadem svěrné síly i celkové dosažitelnosti svěrných sil při různých rozměrech uchopovaných předmětů. Celková odchylka výsledného převodu je vyjádřena následujícím vzorcem:

$$Q_{převodConst} = \sigma_{J_y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (J_y(\varphi_i) - \bar{J}_y)^2 \quad (6-2)$$

6.2.3 Celková zastavěná plocha

Celková zastavěná plocha koreluje obecně s rozměry mechanismu, a tedy i hmotností celé sestavy. Z toho důvodu je žádoucí co nejmenší rozměr mechanismu při dodržení požadovaného rozsahu rozevření. Její přesný výpočet by byl obecně složitý a zbytečně by zpomaloval optimalizaci. Proto bylo přistoupeno k aproximaci této hodnoty v závislosti na zvolené variantě.

Pro variantu 1 mechanismu je výpočet zároveň závislý na maximální hodnotě úhlu φ_{max} pro danou konfiguraci (Obr. 20). Je-li φ_{max} menší, než 90° , je zastavěná plocha nahrazena plochou kosodélníku tvořeného hnacím ramenem a a součtem délek l a d , které svírají úhel φ_{max} . Pro φ_{max} větší než 90° jedna strana kosodélníku tvořena opět délkou ramene a a druhá průmětem ramene a do vodorovného směru při φ_{max} sečteným s délkami l a d :

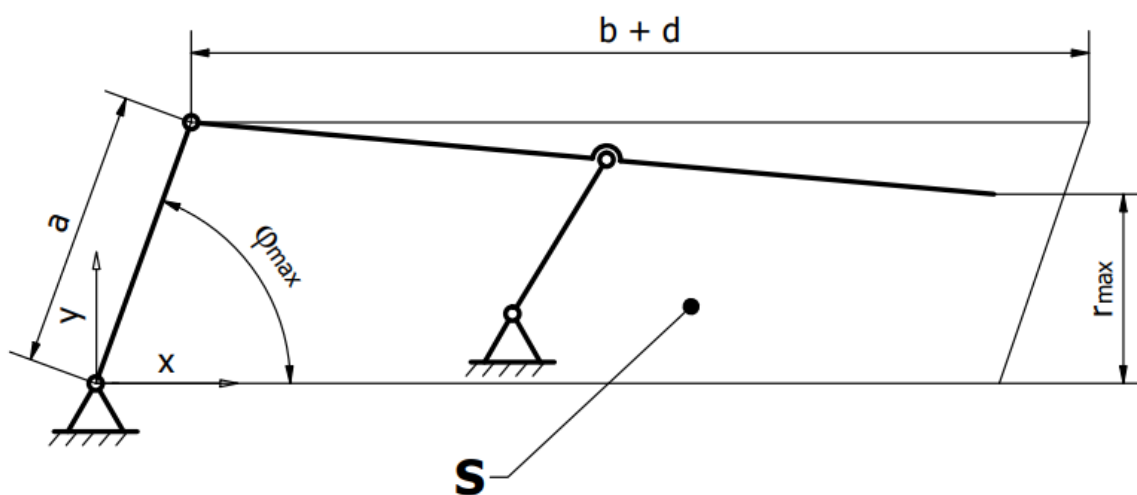
$$\varphi_{max} < \frac{\pi}{2} \rightarrow Q_{plocha} = \frac{a * \sin(\varphi_{max}) * (l + d)}{a_s * l_s} \quad (6-3)$$

$$\varphi_{max} > \frac{\pi}{2} \rightarrow Q_{plocha} = \frac{a * (l - \cos(\varphi_{max}) * a + d)}{a_s * l_s} \quad (6-4)$$

Pro variantu 2 mechanismu je plocha aproximována plochou obdélníku o stranách délky a a součtu délek l a d :

$$Q_{plocha} = \frac{a * (l + d)}{a_S * l_S} \quad (6-5)$$

Ve všech případech je výsledná hodnota normalizována součinem $a_S * l_S$, kde má index S stejný význam, jako v případě normalizace kinematického převodu. Hodnota a_S je tedy 25 mm a hodnota l_S činí 30 mm.



Obr. 20 Schéma hodnotícího kritéria pro zastavěnou plochu mechanismem

6.2.4 Odchylka koncového bodu mechanismu od kolmice

U ideálního mechanismu by poloha koncového bodu ve směru osy x byla konstantní a jeho pohyb by tedy vedl po přímce kolmé na osu mechanismu. Vzhledem ke zvolené topologii obou variant mechanismu je pohyb koncového bodu obecně křivočarý a tím vzniká v každé poloze mechanismu odchylka koncového bodu od této kolmice. Tato kolmice je vedena v průměrné vzdálenosti koncového bodu mechanismu ve směru osy x . Průměrná vzdálenost je určena ze všech poloh v pracovním rozsahu mechanismu.

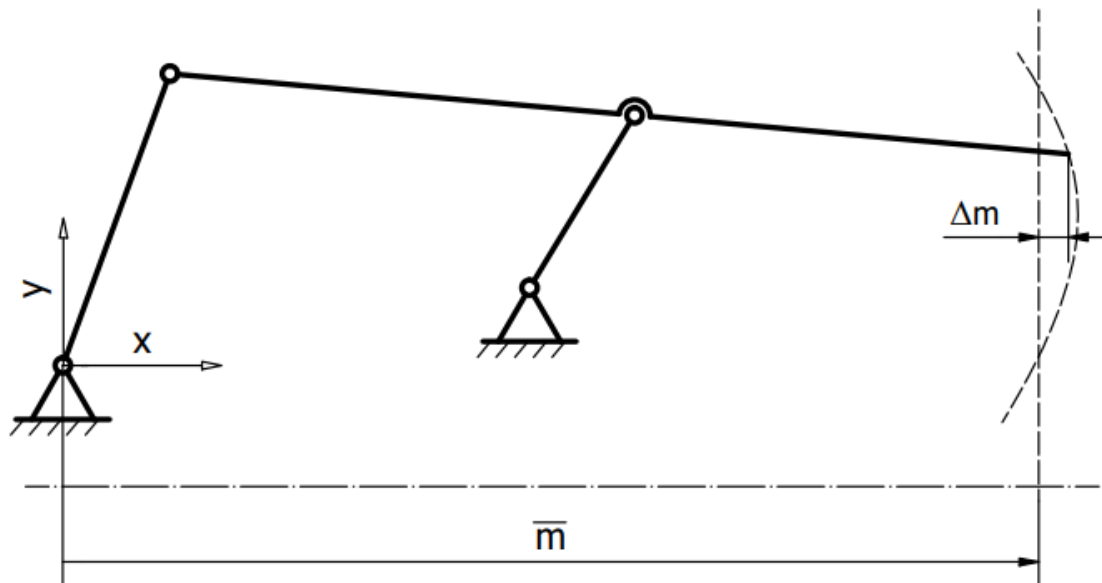
Eliminace této odchylky znamená výrazné zjednodušení řízení robota, protože pak není nutné zahrnovat rozměr uchopovaného předmětu do výpočtu polohování robota. Jedná se o zásadní vlastnost mechanismu při této aplikaci, protože přímo ovlivňuje přesnost polohování robota

při dosahování požadovaných souřadnic. Celková odchylka od kolmice je počítána jako směrodatná odchylka všech dosažených poloh od průměrné polohy konce efektoru ve směru osy x , ve kterých se mechanismus nachází v požadovaném rozsahu rozevření:

$$\bar{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n m(\varphi_i) \quad (6-6)$$

$$Q_{odchylkaKolmice} = \sigma_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (m(\varphi_i) - \bar{m})^2 \quad (6-7)$$

Ilustrační schéma pro výpočet parametru odchylky od kolmice je na Obr. 21.



Obr. 21 Schéma odchylky od kolmice

6.2.5 Sestavení celkové cílové funkce

Výsledná cílová funkce je tvořena lineární kombinací parciálních cílových funkcí:

$$Q_v = k_1 * Q_{prevod} + k_2 * Q_{prevodConst} + k_3 * Q_{plocha} + k_4 * Q_{odchylkaKolmice} \quad (6-8)$$

V rámci této kombinace je každé parciální cílové funkci přiřazena váha $k_1 \dots k_4$, která zohledňuje podstatnost daného kritéria v kontextu ostatních kritérií. Zároveň je s jejich

pomocí možné vyrovnat případné rozdíly v dosahovaném rozsahu hodnot mezi každou parciální cílovou funkcí.

Po prvotních pokusech s takto nastavenou optimalizací se ukázalo, že správná volba jednotlivých vah je komplexní problém, který vyžaduje systematický přístup. Proto bylo nutné sestavit Pareto množinu a s její pomocí se pokusit zorientovat ve vzájemném ovlivňování jednotlivých kritérií.

6.3 Algoritmické řešení hodnotící funkce:

Jelikož má hodnotící funkce vytvořit penalizaci na základě celkového průběh pohybu mechanismu, bylo nutné pro každého hodnoceného jedince v rámci genetického algoritmu simulovat jeho kinematiku. Toho bylo dosaženo užitím for smyčky. V rámci té byly do dříve odvozených rovnic dosazovány hodnoty vstupního úhlu φ ve zvoleném rozsahu a jemnosti polohování. Následně byl identifikován interval $\langle \varphi_{min}; \varphi_{max} \rangle$, ve kterém koncový bod mechanismu projde dráhu od úplného uzavření úchopné hlavice do jejího plného rozevření. Vypočtené hodnoty jsou uloženy a vyhodnoceny dříve popsányi částmi celkové hodnotící funkce, včetně kontroly splnění nezbytných podmínek mechanismu. Výsledek je dále použit v rámci genetických algoritmů pro řešení celkové úlohy optimalizace.

7 Optimalizace

7.1 Nastavení optimalizace

Jako optimalizované parametry obou variant mechanismu byly vybrány jeho rozměry. Při nastavování optimalizace byla zvolena možnost nastavení, která zaručí, že všechny optimalizované proměnné budou nabývat pouze celočíselných kladných hodnot. To odpovídá rozměrům mechanismu v celých milimetrech, respektive stupních u úhlových proměnných.

Formát vektoru odpovídajícího jednomu jedinci, vektor horních (*ub*) a dolních (*lb*) mezí pro obě varianty mechanismu vypadal následovně dle Obr. 22.

```
if varianta == 1
% varianta 1
lb = [ 10 0 0 0 0 0 0 -45 5];
ub = [ 30 60 30 60 15 60 45 15];
elseif varianta == 2
% varianta 2
lb = [ 10 5 5 0 0 0 0 90 5];
ub = [ 30 60 30 60 15 60 300 15];
```

Obr. 22 Vektor horních a spodních mezí pro obě varianty mechanismu

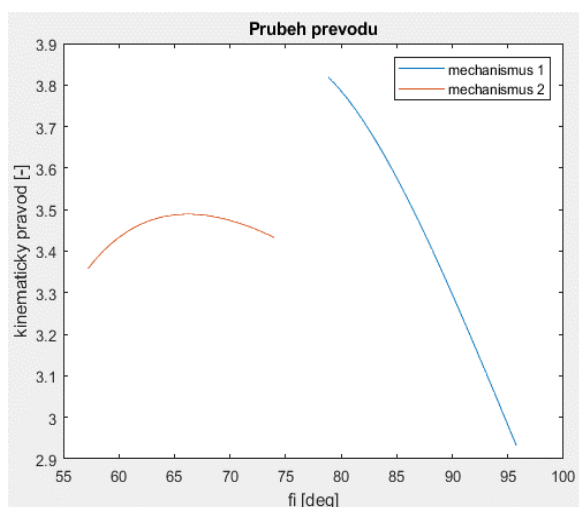
Při testování optimalizace se ukázalo, že pouze celočíselné hodnoty proměnných mají za následek silné zpomalení postupu konvergence blízko optimálního řešení. To bylo způsobeno tím, že blízko optima velká část nových jedinců byla horší než nejlepší jedinci z původní generace. Zároveň byl postup dále ztížen nutností postupovat po celých jednotkách a algoritmus tak musel čekat na vhodnou náhodnou kombinaci mutací. Často tak docházelo ke stagnaci na určité variantě tak dlouho, že byla splněna podmínka pro maximální množství generací s daným mezigeneračním zlepšením. Tento problém se podařilo zmírnit zvýšením počtu jedinců v jedné generaci, zvýšením celkového maximálního počtu generací a zároveň zvětšením počtu stagnujících generací před ukončením výpočtu. Výsledkem je taková konfigurace výpočtu, při které se algoritmus dostane ke stejné minimální hodnotě cílové funkce i při různých náhodných prvních generacích.

7.2 Porovnání dosahovaných výsledků mechanismů

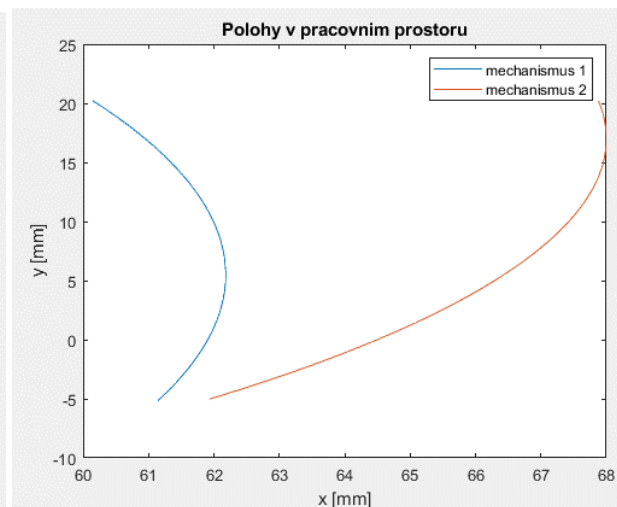
Po otestování a základním odstranění chyb v cílové funkci optimalizačního algoritmu pro obě varianty mechanismu byla hledána taková kombinace vah jednotlivých cílových funkcí, která by zajistila dosažení rovnovážných výsledků v jednotlivých oblastech optimalizace.

Po několikanásobném spuštění byla nalezena taková kombinace, při níž algoritmus nacházel řešení v ideálním poměru mezi odchylkou od kolmice, dosahovanou hodnotou výsledného převodu a celkovými rozměry mechanismu.

Na Obr. 23 a Obr. 24 jsou znázorněny výsledné průběhy převodu a polohy koncového bodu mechanismu, které odpovídají pohybům obou variant při nalezeném ideálním ručním nastavení vah. Modře jsou označeny průběhy první varianty mechanismu a oranžově průběhy druhé varianty mechanismu.

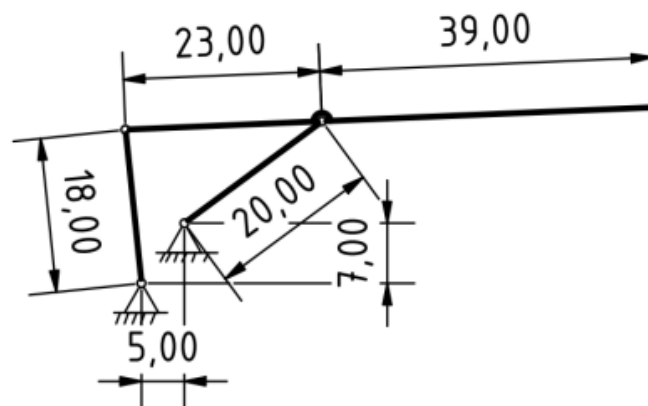


Obr. 23 Průběh převodu obou variant mechanismu



Obr. 24 Průběh pohybu obou variant mechanismu

Z průběhů je patrné, že druhá varianta mechanismu umožňovala získat stabilnější mechanické výhody v průběhu pohybu. Její koncový bod se však vždy pohyboval čistě po kružnici a odchylka od kolmice pak byla vyšší. To bylo dáno topologií druhé varianty mechanismu. Z toho důvodu se jako výhodnější jevila první varianta mechanismu. Výsledné optimální rozměry jsou na Obr. 25.



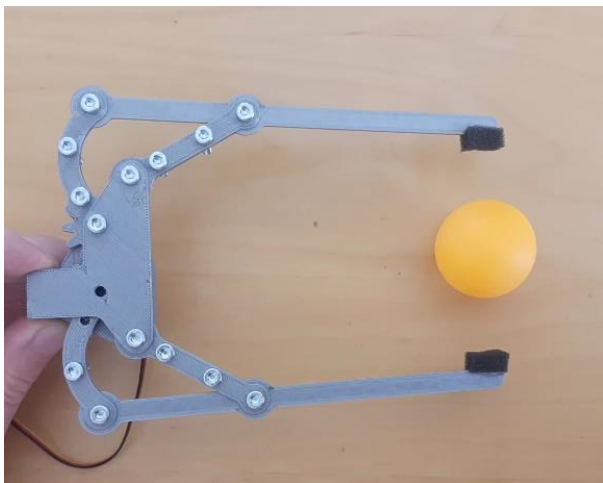
Obr. 25 Výsledné rozměry zoptimalizovaného mechanismu

8 Tvorba prototypu

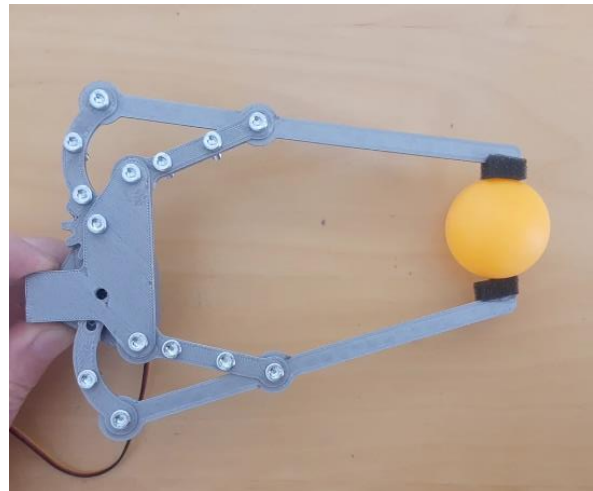
Na základě zmíněných nedostatků druhé varianty mechanismu byla vybrána pro tvorbu prototypu první varianta mechanismu s nalezenými optimálními rozměry.

Vlastní prototyp byl vytvořen v 2,5x zvětšeném měřítku z materiálu PLA 3D tiskem. Pohon zajišťovalo standardní servo HiTec HS-81, které přímo ovládalo pravé klepeto úchopné hlavice. Přenos natočení mezi levou a pravou částí úchopné hlavice byl zajištěn ozubeným soukolím přímo vytištěným na vstupních pákách mechanismu. Ve všech kloubech byla osazena kuličková ložiska.

Na Obr. 26 a Obr. 27 je zobrazen prototyp při uchopování míčku na stolní tenis.



Obr. 26 První prototyp úchopné hlavice – rozevřené čelisti



Obr. 27 První prototyp úchopné hlavice – sevřené čelisti

Prototyp úspěšně prokázal vliv vah jednotlivých kritérií. Vzhledem k poměrně vysoké váze u kritéria pohybu po kolmici byl vliv tohoto kritéria výrazný a pohyb koncového bodu probíhal skutečně prakticky po přímce.

Naproti tomu se při pokusném testování objevilo několik nedostatků, ať už vycházejících z nastavení vah při optimalizaci mechanismu, nebo ze špatného konstrukčního řešení prototypu.

Hlavním problémem byla neschopnost mechanismu téměř cokoliv uchopit. To způsobila kombinace několika faktorů, jako nízký součinitel smykového tření použitého materiálu, nízká tuhost celé konstrukce, která způsobovala křížení klepet hlavice, nebo bodový styk funkční části mechanismu s uchopovaným předmětem. Tento nedostatek byl částečně odstraněn

instalací měkčících podložek na funkční části klepet, což následně umožnilo uchopení např. míčku na stolní tenis.

Zvětšení celého mechanismu, stejně jako použití příliš slabého servopohonu a nevýhodný převod zapříčinilo velmi nízkou maximální svěrnou sílu hlavice.

9 Úprava optimalizace

Z dříve uvedených důvodů bylo nutné nalézt nové řešení. Jako nejsnazší se jevila mírná úprava optimalizovaného mechanismu a sestavení Pareto množiny všech čtyř kritérií a na ní hledat optimální řešení. Při prozkoumávání prostoru optimalizovaných parametrů a testování různých variant optimalizace se ukázalo několik oblastí vhodných ke zlepšení. Díky těmto zlepšením bylo možné dosáhnout nejen celkově lepších výsledků optimalizovaných mechanismů, ale i zvýšení rychlosti a spolehlivosti optimalizace.

9.1 Úprava implementace penalizace nutných podmínek

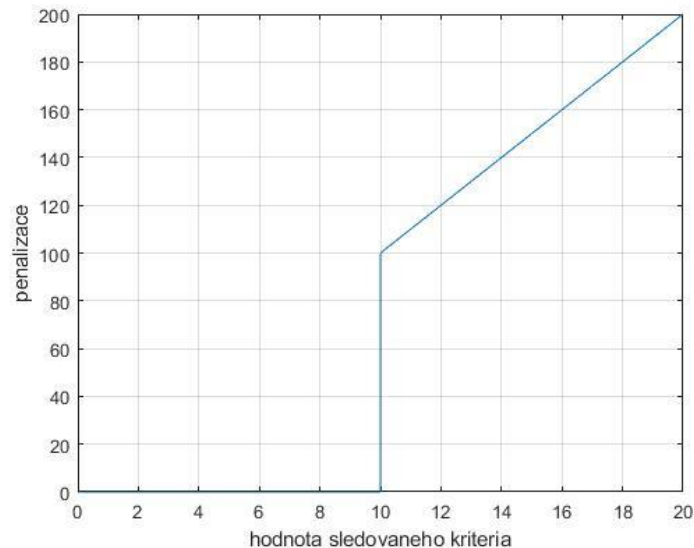
První z provedených úprav byla změna principu penalizace nutných podmínek mechanismů.

Během testování různých verzí optimalizačních funkcí se ukázalo, že počáteční přístup k penalizaci může být problematický, pokud je takových podmínek použito více. Pokud je totiž každému nevhodnému jedinci přiřazena jediná vysoká penalizace, která má pro všechny stejnou hodnotu, stane se, že není nijak možné reflektovat proces zlepšování. Genetickým algoritmům pak chybí důležitý nástroj pro odlišování perspektivních jedinců. Není potom možné při vytváření dalších jedinců zjistit, kteří jedinci jsou blíže eliminační hranici než ostatní. Výpočet pak často stagnuje, než dojde k náhodnému nalezení vhodných jedinců. Pokud je počet takto implementovaných podmínek příliš vysoký, může nastat i tak dlouho trvající stagnace, že je splněna některá z podmínek ukončení. Výpočet pak skončí dříve, než vůbec nalezneme alespoň funkční mechanismus pro dané zadání.

Proto byla provedena opatření, která tato rizika minimalizují. Prvním je snaha o co nejmenší množství takových podmínek, což se nakonec podařilo a jejich počet byl zredukován na dvě – minimální požadovaný rozsah rozevření čelistí mechanismu a maximální hodnota difference převodu, obě tyto podmínky jsou podrobněji rozebrány dále.

Druhým opatřením pro minimalizaci nestability výpočtu byla změna implementace těchto podmínek. Zatímco při jejich nesplnění v prvních verzích byla k výsledku hodnotící funkce vždy jednoduše přičtena vysoká penalizace, v dalších variantách byl tento přístup nahrazen speciální funkcí. Ta v bodě přesáhnutí přípustné hodnoty sledované podmínky skokově vzroste z nulové hodnoty na zvolenou hodnotu penalizace. Narozdíl od předchozích variant však nezůstává konstantní, ale při větší míře porušení podmínek dále roste. Díky tomu je možné rozlišit jedince, kteří danou podmínku porušili jen mírně, od těch, kteří dosáhli výrazně horších

hodnot. Zároveň je možné nastavit velikost skoku i rychlost růstu tak, aby bylo dosahováno požadovaných výsledků. Na Obr. 28 je vykreslen průběh této funkce pro zlomovou hodnotu sledované podmínky 10, základní skok o hodnotu 100 a směrnici růstu také 10.



Obr. 28 Průběh penalizační funkce nutných podmínek pro nastavení zlomové hodnoty 10

9.2 Úprava implementace kritéria celkové zastavěné plochy

Dosavadní sestavení kritéria celkové zastavěné plochy vycházelo z plochy zabrané mechanismem při pohybu. Takové nastavení však ale v některých případech vhodně nereflektovalo skutečné rozměry mechanismu. Navíc při specifických rozměrech mechanismu vedlo ke snaze optimalizačního algoritmu minimalizovat rozdíl mezi minimálním a maximálním natočením vstupního ramene φ . To v důsledku zároveň podporovalo zhoršení celkového převodu mechanismu.

Proto byla struktura tohoto kritéria přeformulována do tvaru součtu délek jednotlivých ramen mechanismu, přičemž tento součet byl následně normalizován součtem původně předpokládaných délek ramen, čímž bylo zajištěno přiblížení dosahovaných hodnot do okolí hodnoty jedna.

Díky této reformulaci byl výpočet kritéria zastavěné plochy spolehlivější, zároveň lépe odpovídal paralele mezi očekávanou celkovou hmotností mechanismu a jeho rozměry.

9.3 Přidání optimalizovaných parametrů

Dalším krokem ve snaze o získání lepších výsledků bylo přidání nových parametrů mechanismu, které je možné optimalizovat. Tím byl zvětšen prostor pro optimalizační algoritmus, který tak mohl nalézt i dříve skrytá optimální řešení.

9.3.1 Poloha osy mechanismu

Prvním z nových přidanych optimalizovaných parametrů byla poloha osy celého mechanismu vzhledem k jednomu z klepet. V původním nastavení byla vzdálenost os otáčení vstupního ramene od osy symetrie celé úchopné hlavice stanovena na pevných 5 mm. Umožnění optimalizace tohoto rozměru evidentně přineslo zlepšení výsledných hodnot, nicméně přesná kvantifikace samotného přínosu je velmi obtížná. Důkazem však může být, že ve všech nových výsledných mechanismech byla jejich nalezená optimální vzdálenost od osy hlavice výrazně vyšší než původně.

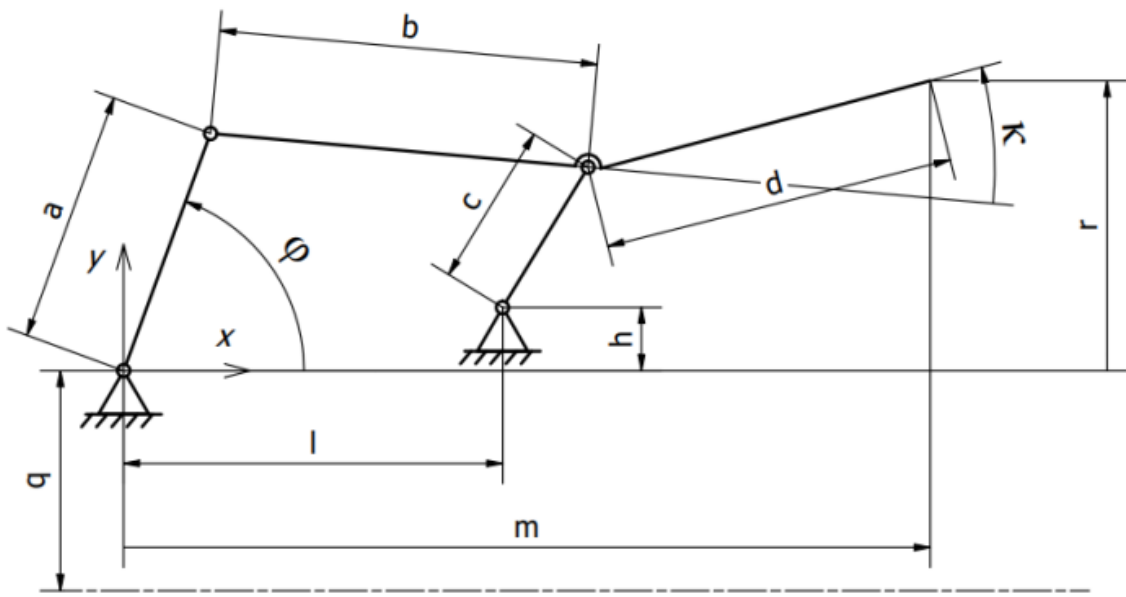
9.3.2 Směr pohybu

Dalším novým umožněným parametrem optimalizace byla změna směru pohybu hnací páky vůči směru pohybu koncového bodu. V původní variantě výpočtu byl tento parametr volen intuitivně pro obě varianty mechanismu. V případě první varianty výpočtu tak bylo očekáváno svírání čelistí při pohybu hnací páky ve směru hodinových ručiček, v případě druhé varianty bylo očekáváno rozevírání čelistí při stejném směru pohybu hnací páky.

Nově byly spuštěny další dvě optimalizace, které tuto vazbu očekávaly opačnou. Situace, kdy se hnací rameno i koncový bod mechanismu pohybují stejným směrem, byla označena jako směr pohybu 1, při protiběžném žádaném pohybu byla označena jako směr pohybu 2. Důvodem pro tento způsob implementace parametru bylo, že vcelku zásadně ovlivňuje výsledný tvar mechanismu. Při umožnění změny tohoto parametru v rámci jediné optimalizace tak dochází k vysoké nekonzistenci výsledků.

9.3.3 Úprava varianty mechanismu 1

Mimo předchozích přidanych parametrů byla navíc přidána možnost úpravy nového parametru první varianty mechanismu. Jedná se o přidání zalomení těhlice mechanismu v oblasti kloubu R o úhel κ (Obr. 29).



Obr. 29 Schéma upraveného mechanismu

10 Pareto množina

Poslední úpravou celkové optimalizace byla změna celkového přístupu. Při jednokriteriální optimalizaci je zpravidla možné najít jediné absolutní optimum v absolutním minimu cílové funkce. Na rozdíl od toho výsledkem vícekriteriální optimalizace je nekonečně mnoho řešení, která se nacházejí mezi minimy jednotlivých parciálních cílových funkcí. Všechna tato optima vytváří tzv. Pareto množinu. Teoreticky je tak možné si představit, že volbou jednotlivých vah ve výsledné cílové funkci je možné určit, který bod Pareto množiny bude využit pro finální variantu návrhu. V praxi se však zpravidla pro volbu vybraného optimálního bodu využije přímo samotný bod Pareto množiny [4][5].

Jednotlivé parciální cílové funkce jsou zpravidla navzájem konfliktní. Přibližování se absolutnímu minimu jedné funkce je tak za cenu zvyšování dosažené hodnoty ostatních kritérií. Důsledkem tohoto chování je to, že tvar Pareto množiny pro dvě kritéria přibližně odpovídá tvaru rovnoosé hyperboly s různým poměrem měřítek na jednotlivých osách. Stejně tak v n-dimenzionálním prostoru, kde n je počet vykreslovaných kritérií, vychází tvar výsledné plochy stále ze tvaru rovnoosé hyperboly. Toto platí jen při splnění podmínky konfliktu mezi jednotlivými kritérii.

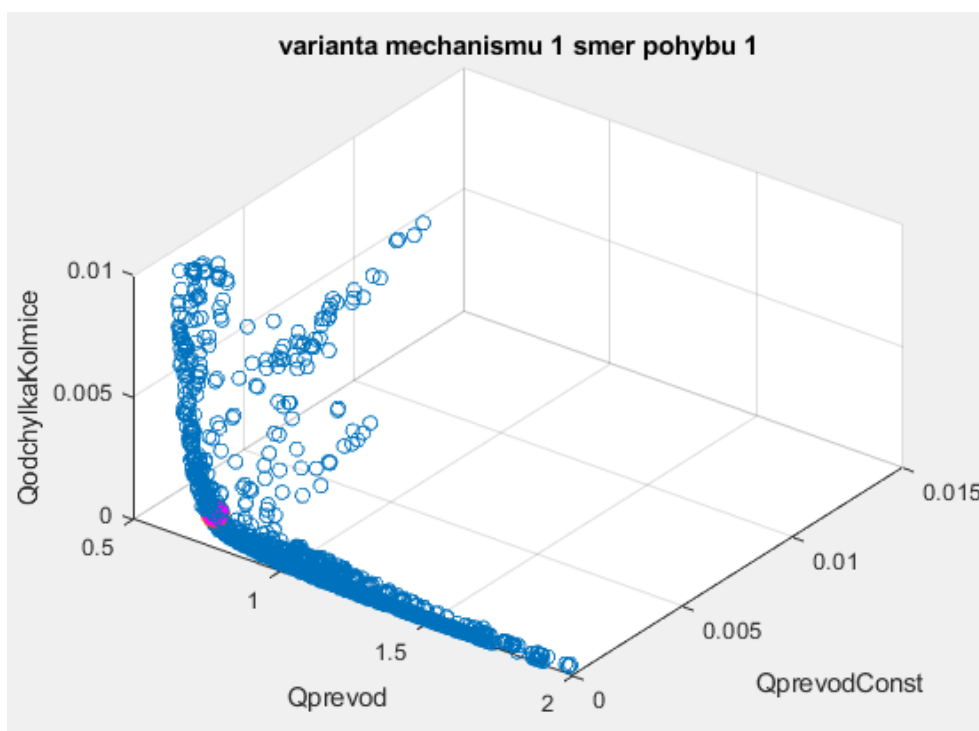
Logickým důsledkem je tak existence „optimálního optima“ – oblasti na Pareto množině, kde jsou výsledné parametry nalezeného řešení v rovnováze. Zároveň je do konečné volby vhodné zohlednit samotný tvar Pareto množiny. Pokud např. v jejím tvaru dochází ke zlomům, může být výhodné zvolit finální řešení v oblasti tohoto zlomu. Konečná volba konkrétního řešení je tak z velké části ovlivněna osobní zkušeností a prioritami jednotlivých kritérií [4].

Pro tvorbu Pareto množiny pro řešené mechanismy bylo opět využito optimalizačního toolboxu programu MATLAB, konkrétně příkazu `gamultiobj()`, který pro hledání Pareto množiny využívá genetických algoritmů.

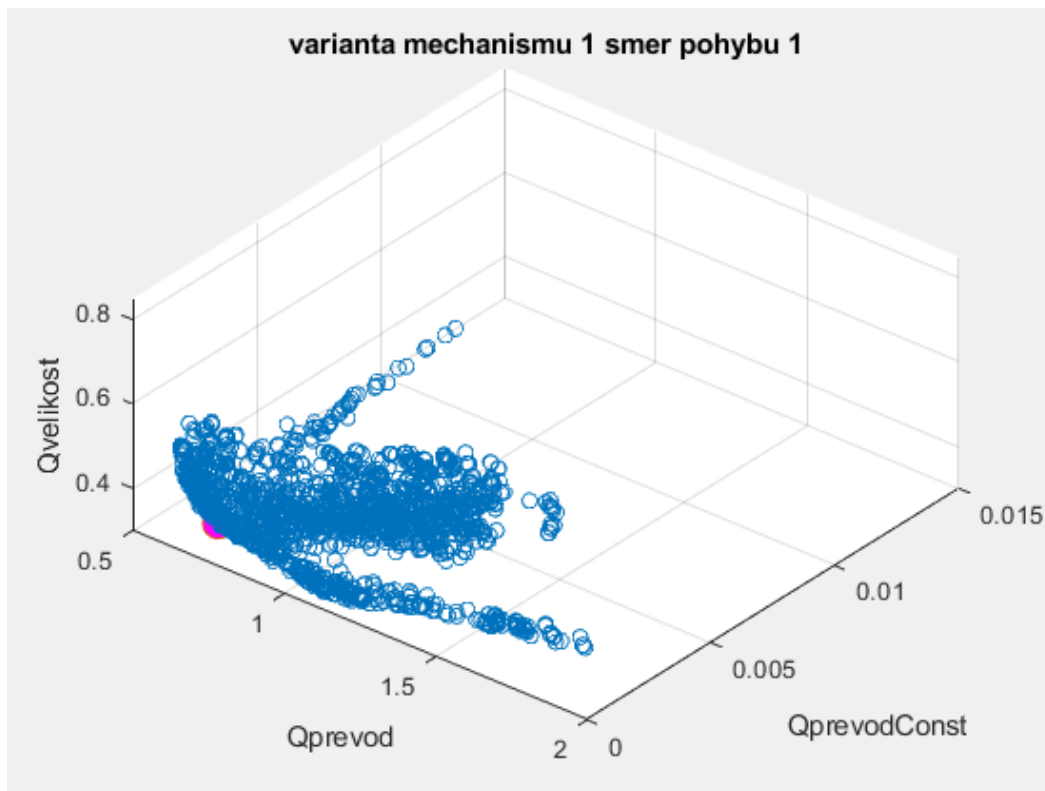
Díky tvorbě Pareto množiny bylo možné získat skutečně detailní vhled do vzájemných závislostí jednotlivých kriteriálních funkcí. Oproti předchozí variantě hledání ideální kombinace vah na základě citu a zkušeností s konkrétním výpočtem tak přístup k Pareto množině umožnil výrazně kvalitnější volbu konečné varianty.

10.1 Výsledky

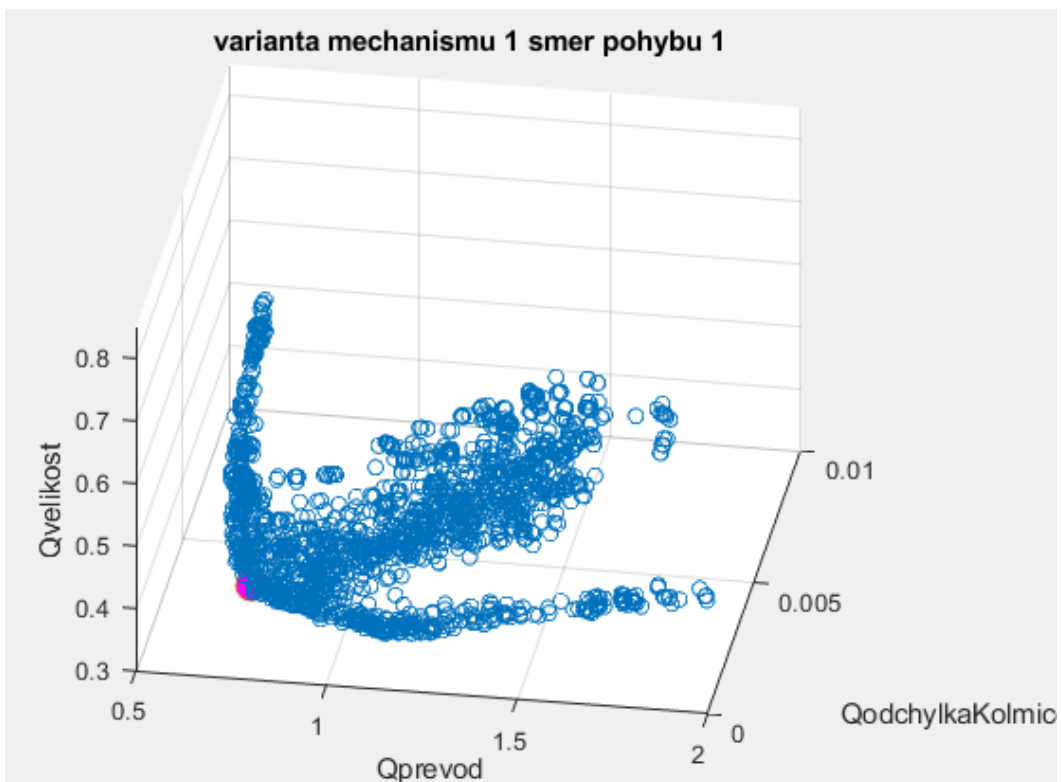
Na následujících obrázcích jsou vyobrazeny výsledky provedené optimalizace. Z důvodu vyšší přehlednosti byla vybrána metoda zobrazení do 3D grafu, který dle mého názoru zřetelněji znázorňuje konfliktní závislost mezi jednotlivými kritérii. Bohužel tím, že byla vícekritériální optimalizace provedena pro čtyři proměnné, bylo nutné vykreslit pro každou variantu a směr pohybu čtyři grafy. Každá sada je navíc doplněna paralelním vykreslením všech čtyř kritérií (dle [6]), ve kterém každému jedinci odpovídá jedna lomená čára. Na něm je sice snadněji rozeznatelný vztah mezi dosahovanými parametry jednotlivých jedinců, výrazně hůře se ale nachází oblast rovnováhy mezi jednotlivými kritérii. Na Obr. 30-34 je tak závislost pro první variantu mechanismu pro směr pohybu 1, na Obr. 35-39 je znázorněna Pareto množina pro opačný směr pohybu. Obdobným způsobem zobrazují Obr. 40-44 druhou variantu mechanismu pro první směr pohybu, Obr. 45-49 pro druhý.



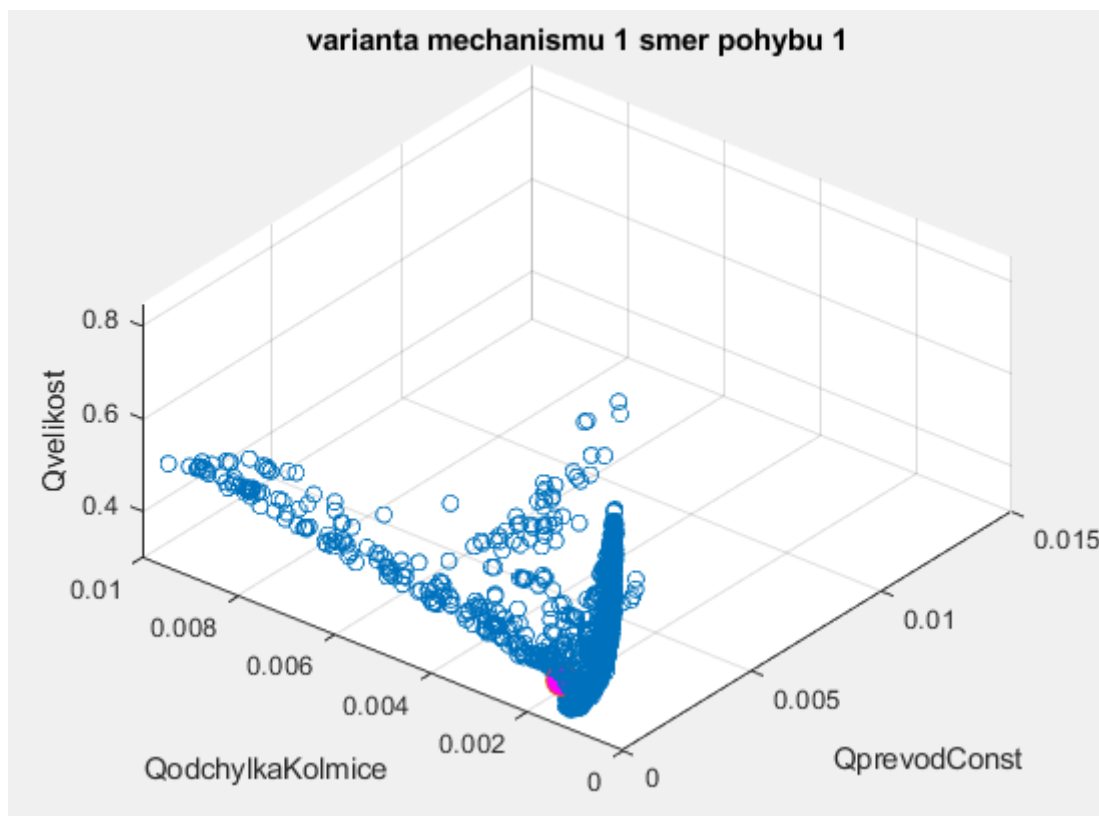
Obr. 30 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu



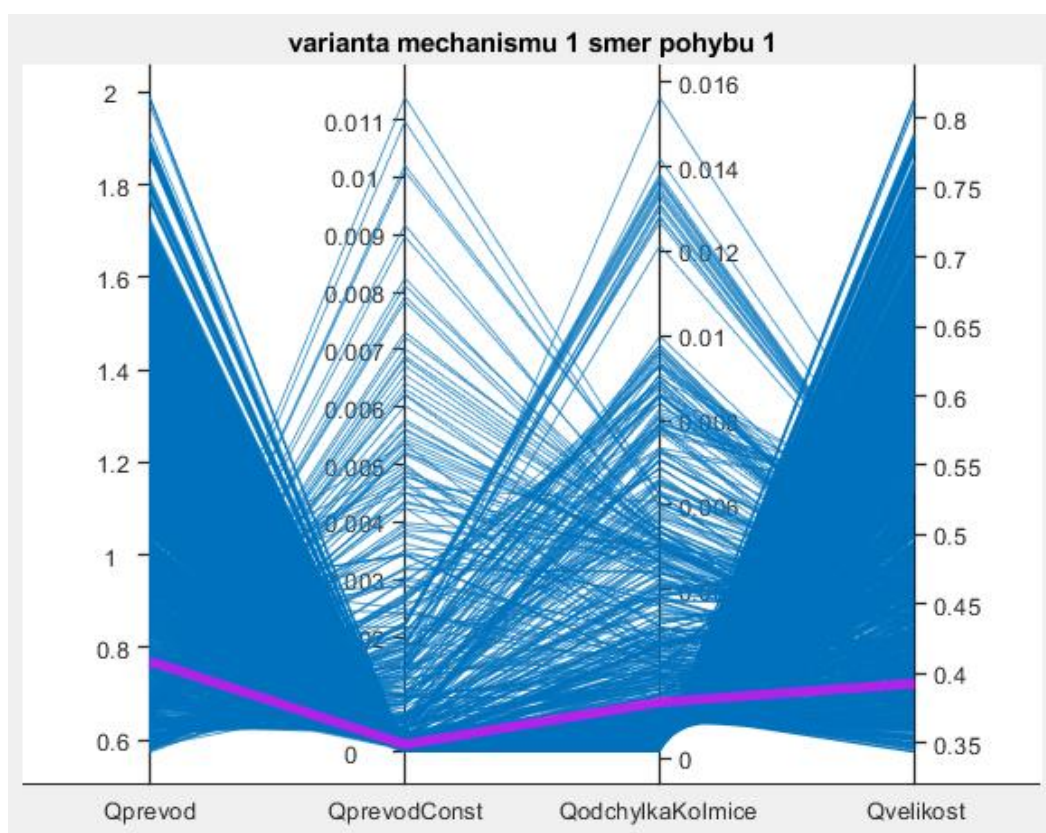
Obr. 31 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, převod, konstantnost převodu



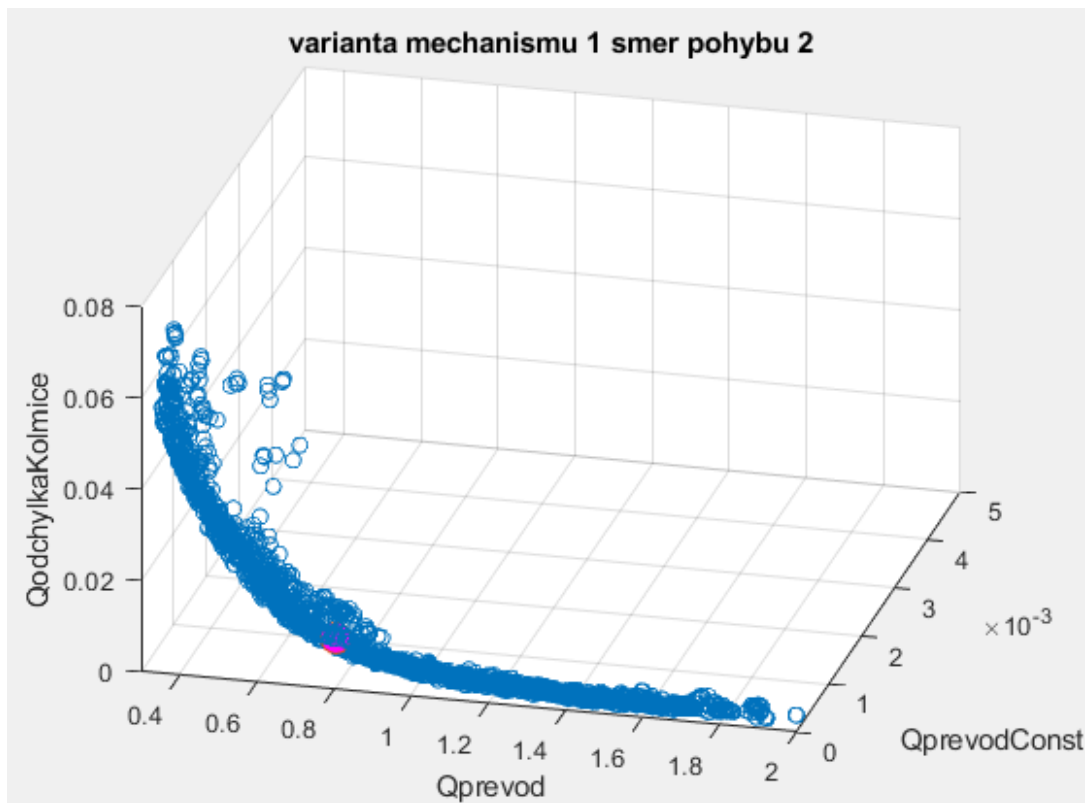
Obr. 32 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, převod, odchylka od kolmice



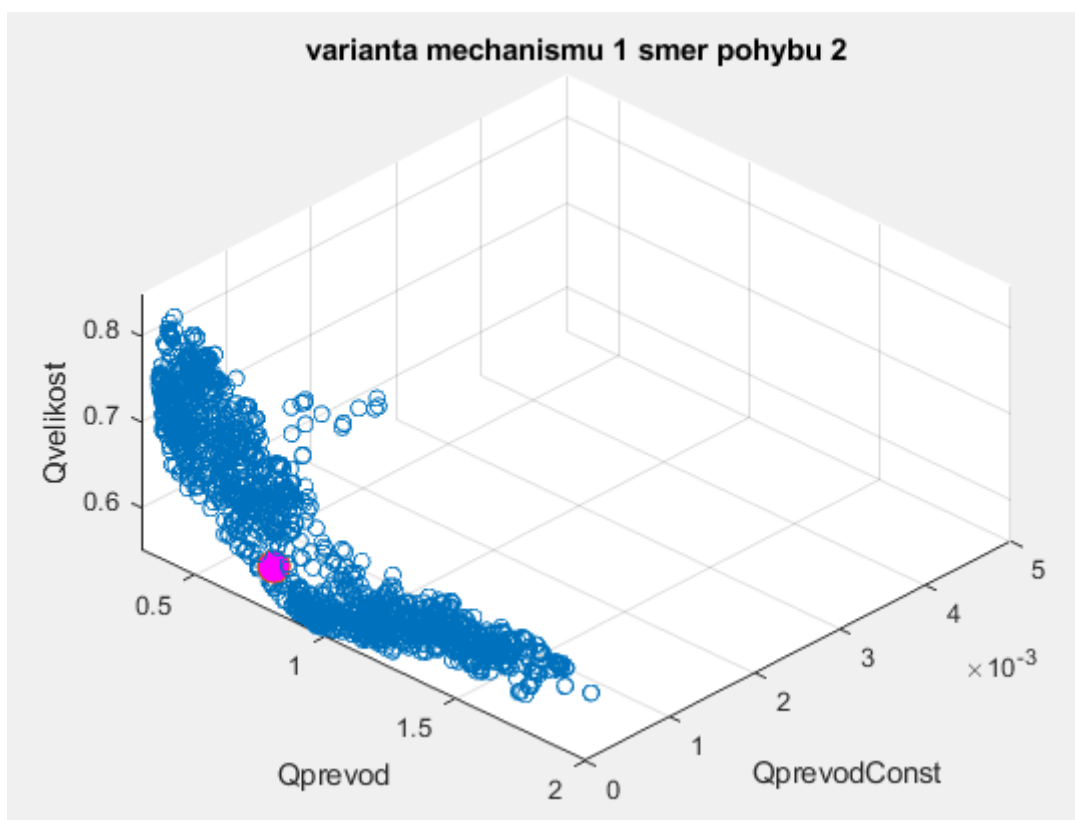
Obr. 33 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu



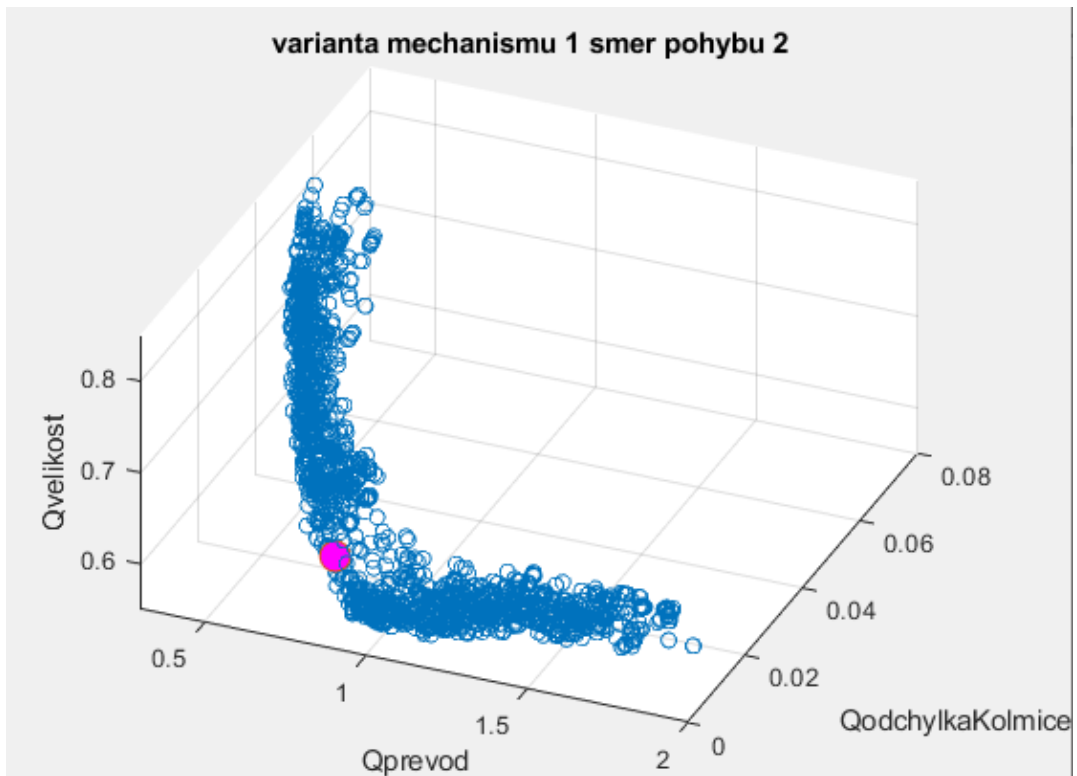
Obr. 34 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1



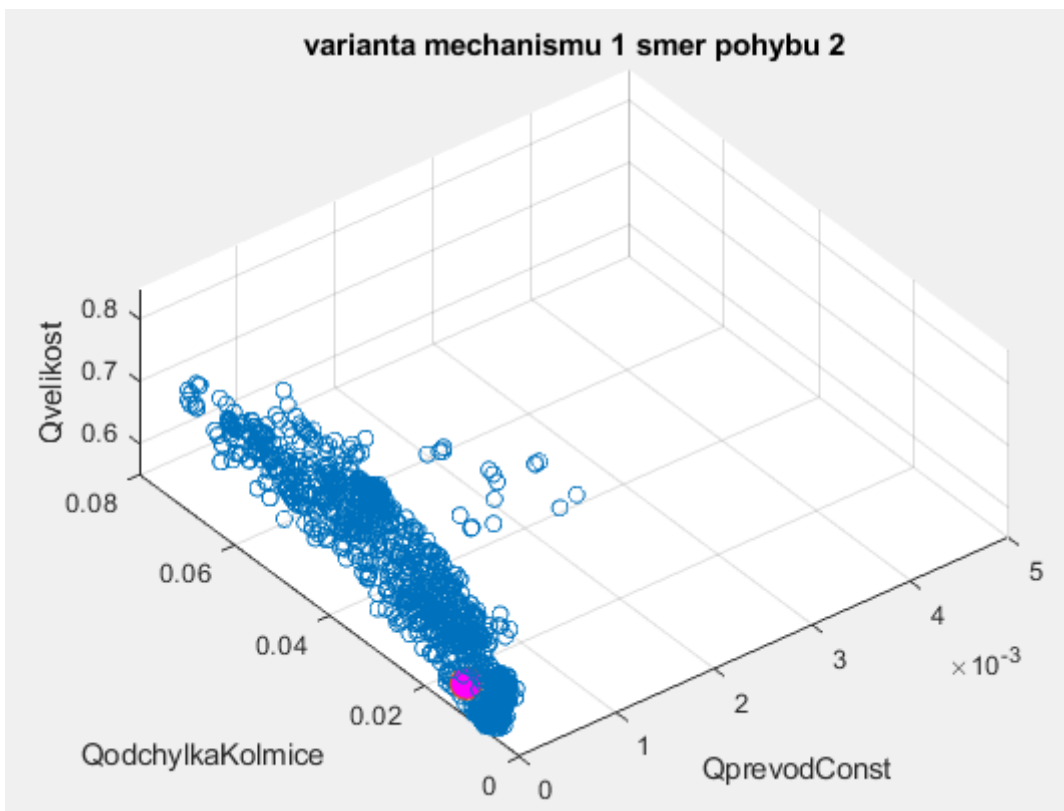
Obr. 35 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu



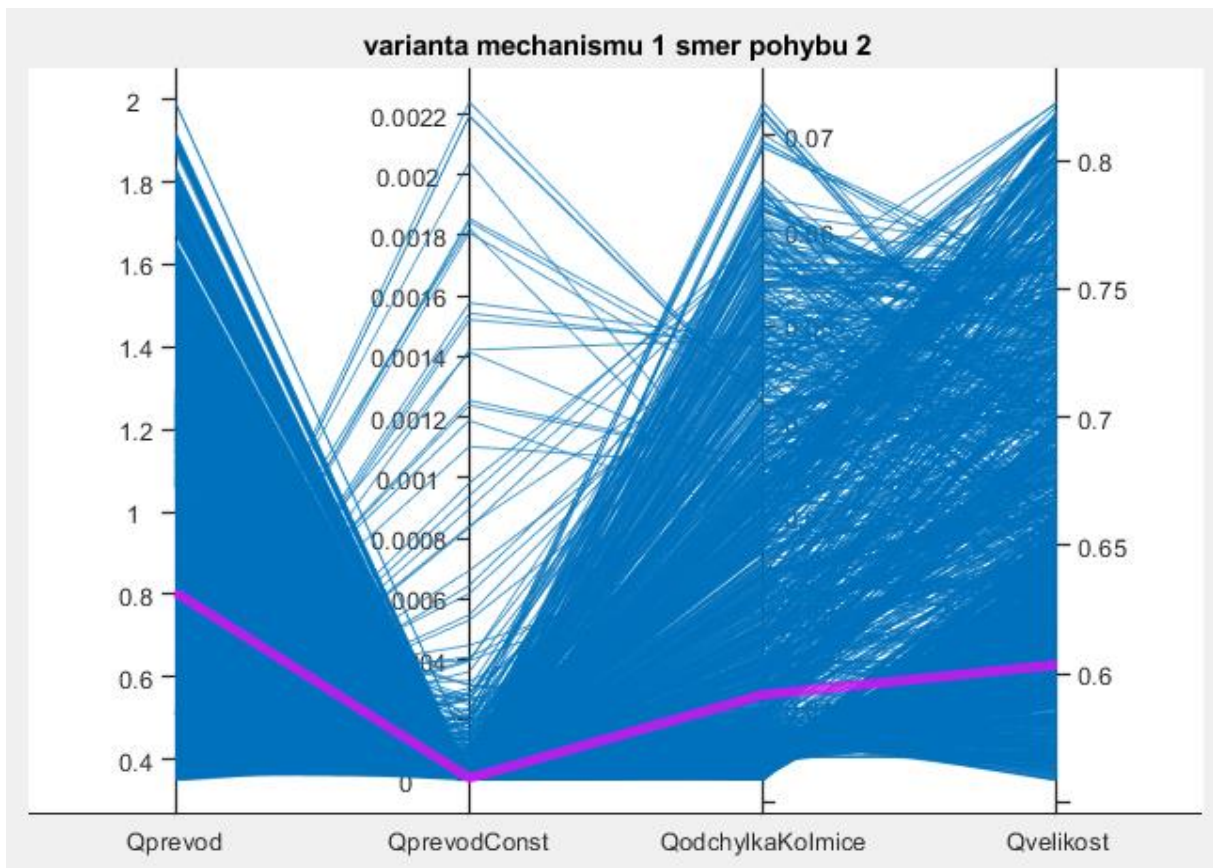
Obr. 36 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, převod, konstantnost převodu



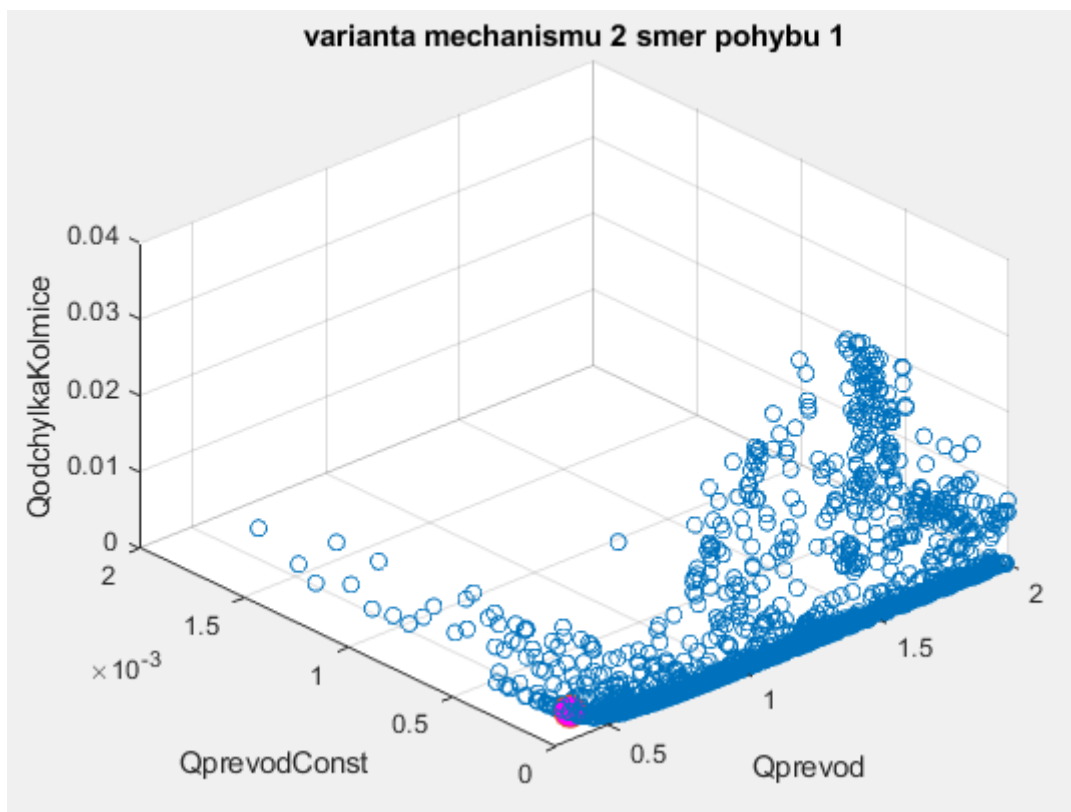
Obr. 37 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, převod, odchylka od kolmice



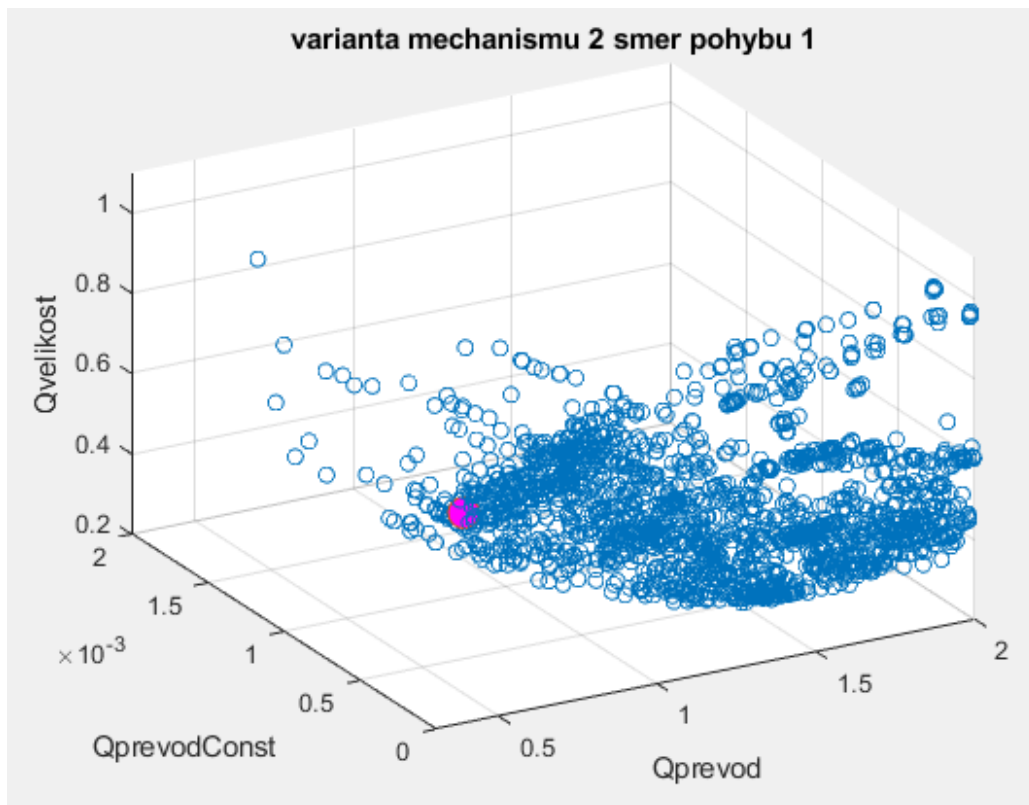
Obr. 38 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu



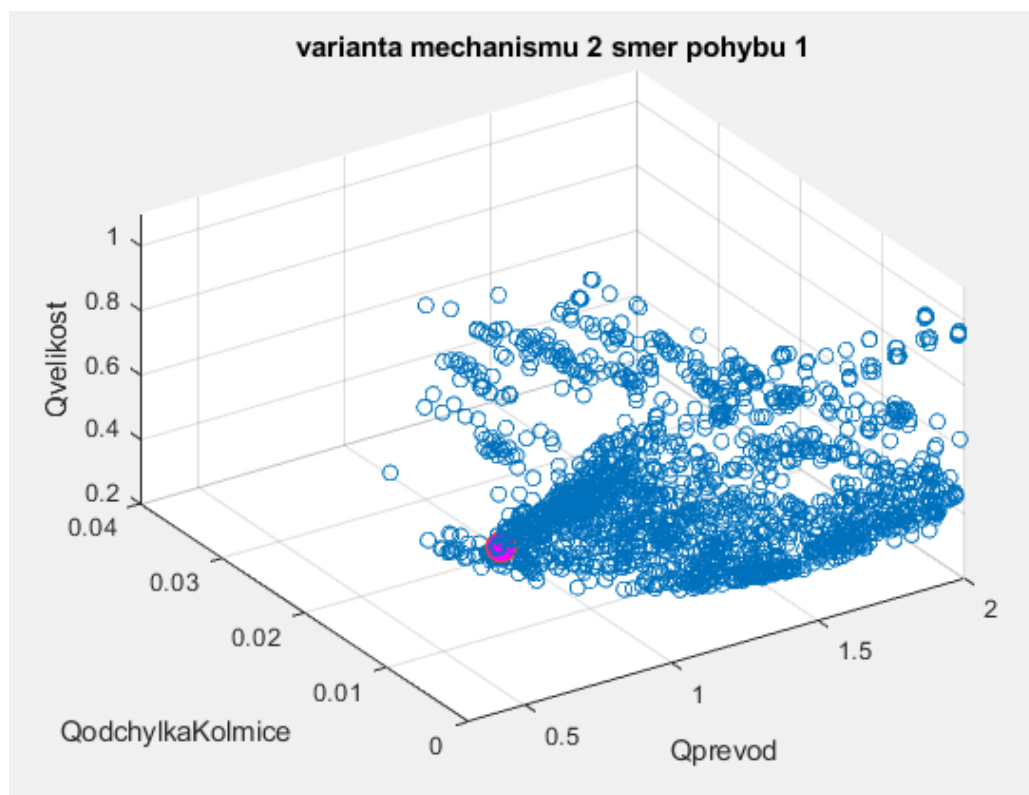
Obr. 39 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2



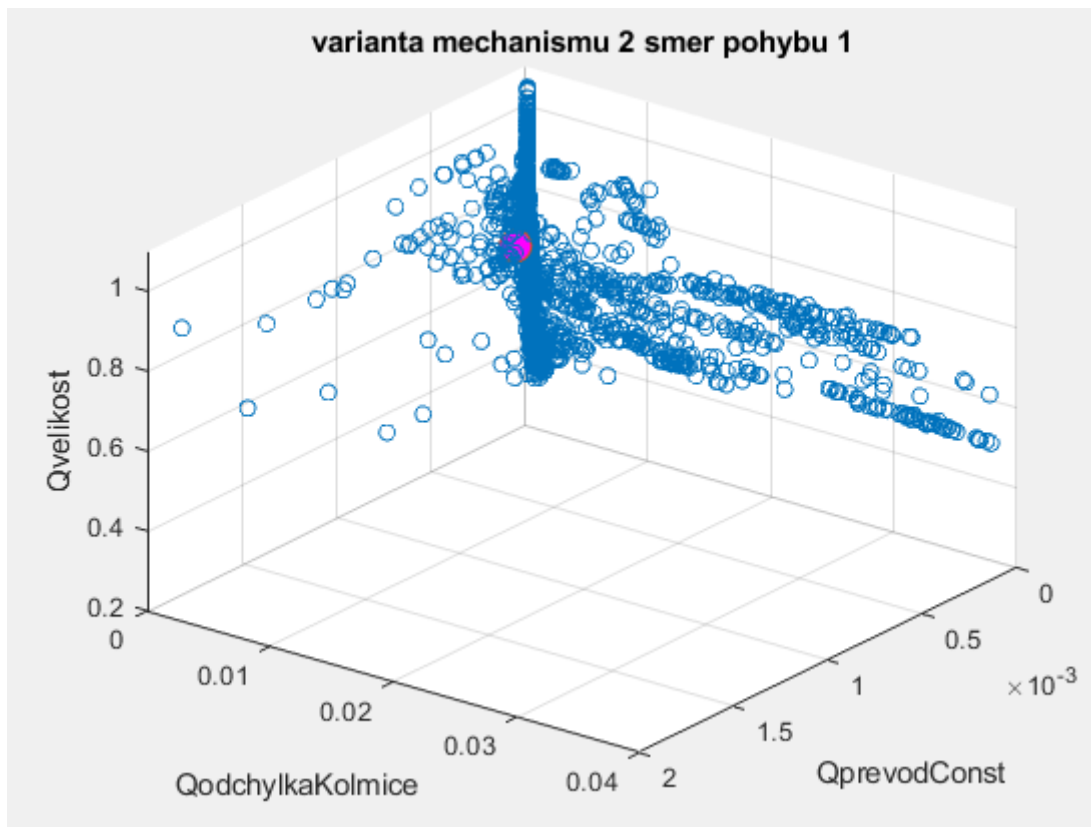
Obr. 40 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu



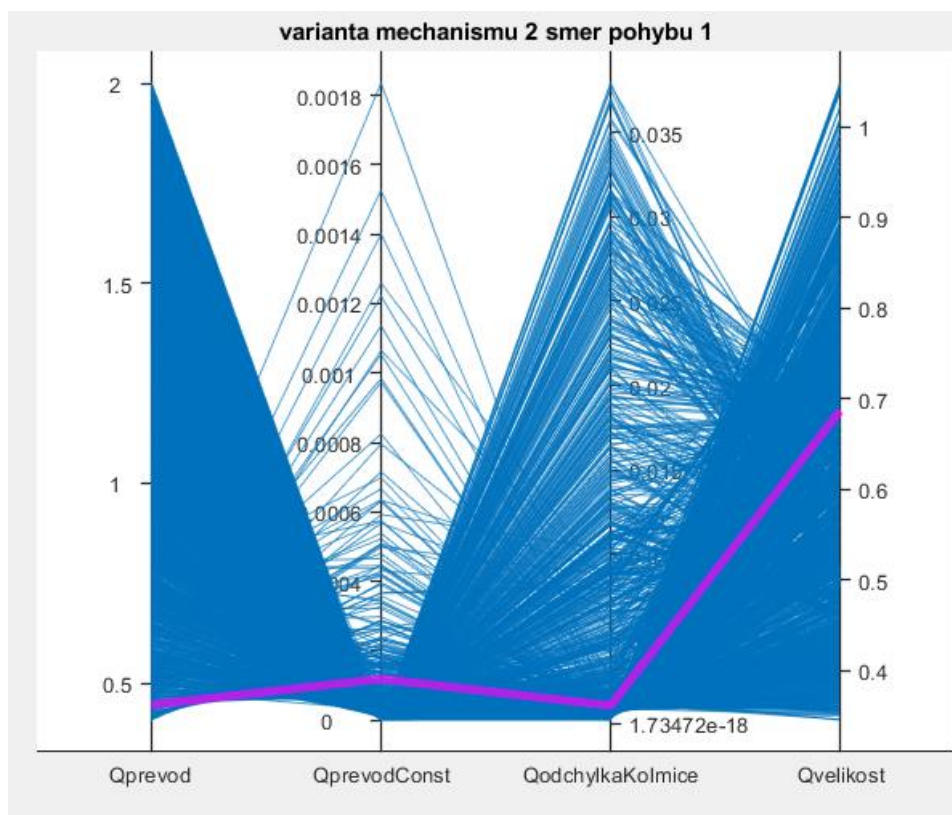
Obr. 41 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, převod, konstantnost převodu



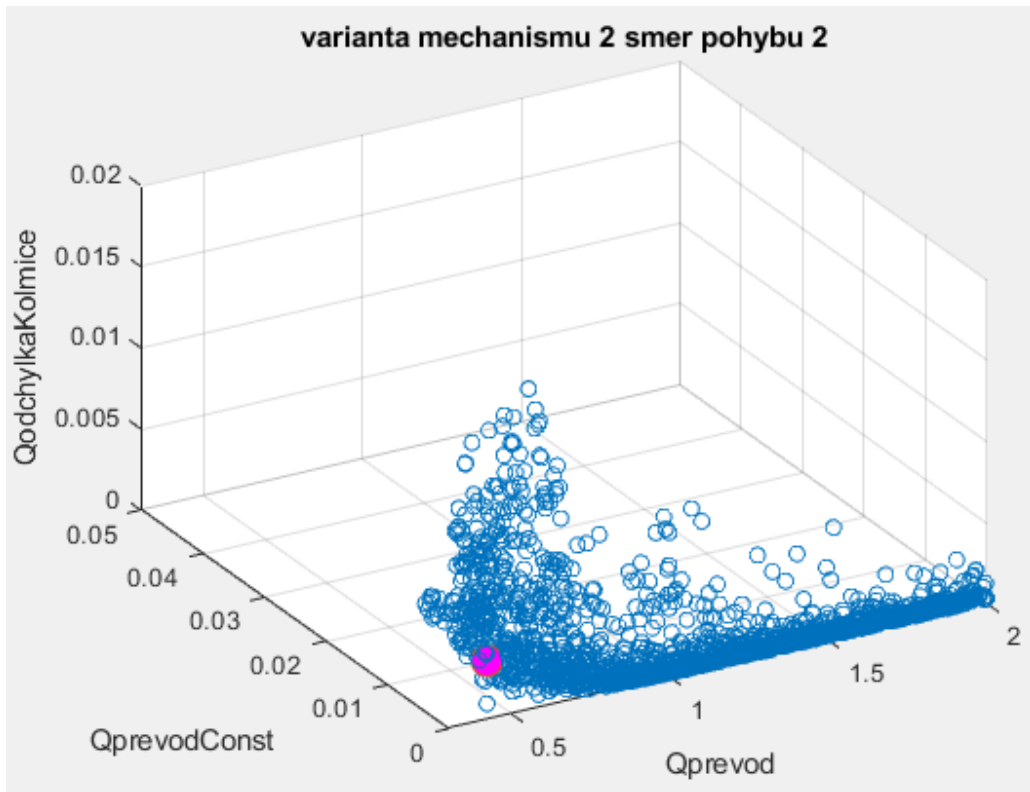
Obr. 42 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, převod



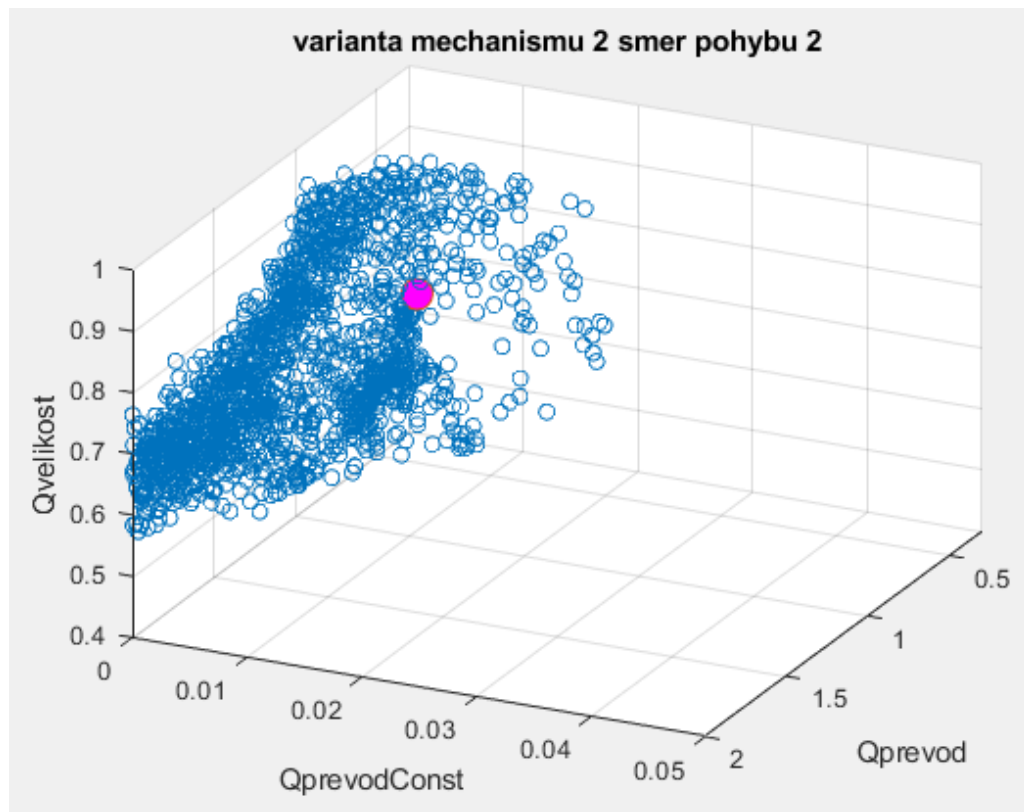
Obr. 43 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu



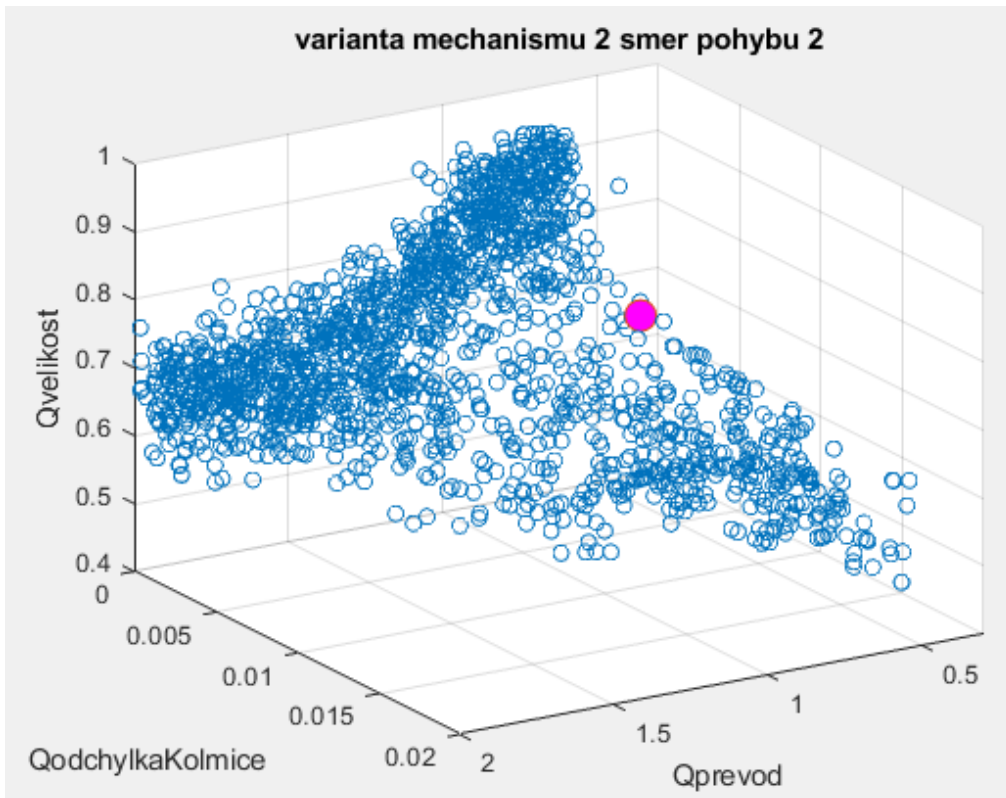
Obr. 44 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1



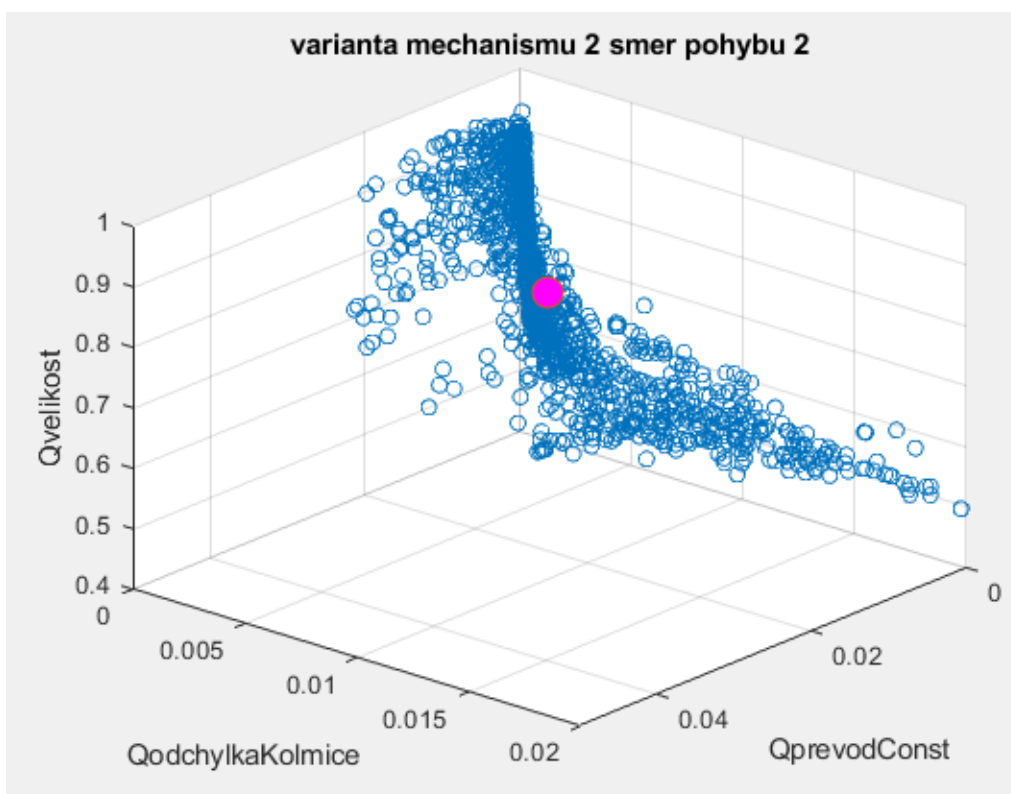
Obr. 45 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu



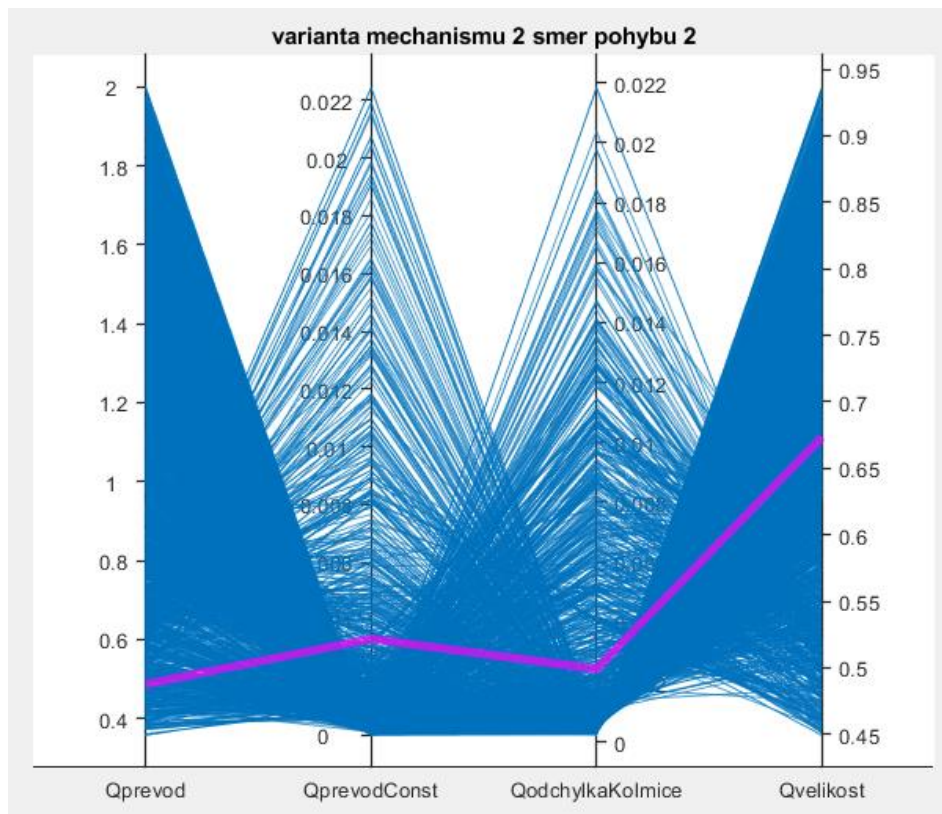
Obr. 46 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, převod, konstantnost převodu



Obr. 47 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, převod



Obr. 48 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu



Obr. 49 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2

Z výsledků jednotlivých optimalizací je patrné, že je možné pro každou variantu a směr pohybu nalézt jedince, který dosahuje vyrovnaných výsledků ve všech oblastech. Vybraní jedinci jsou v jednotlivých zobrazeních znázorněni fialovou barvou.

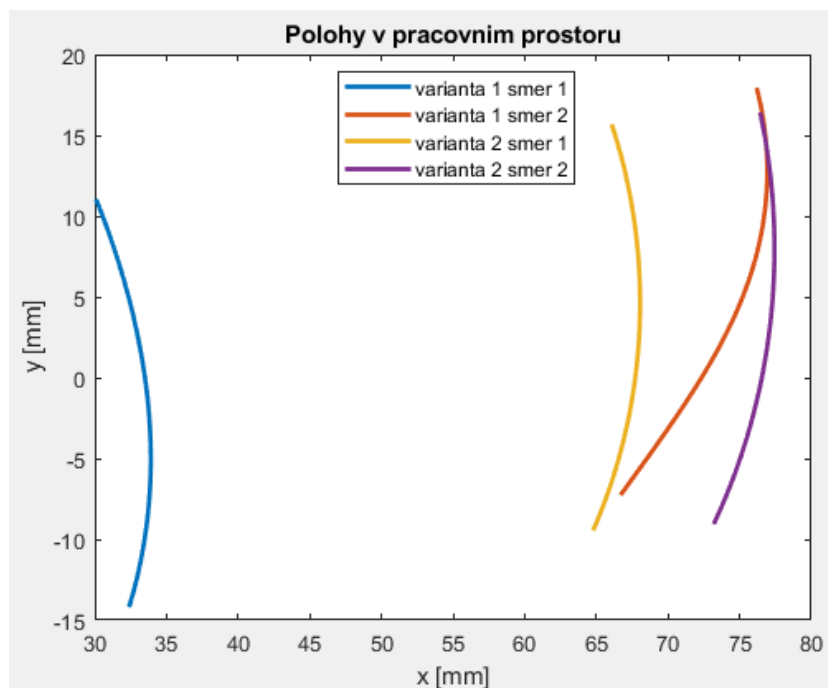
Skutečnost, že se vybraný jedinec nenachází vždy na „vrcholu“ konkrétní Pareto množiny je dána tím, že se jedná o čtyřdimenzionální problematiku. V případě vybrání takového jedince, který by se v jednom vykreslení jevil jako zcela ideální, často dochází k dramatickému zhoršení ve čtvrté sledované oblasti. Výsledná volba je tak opět kompromisem mezi jednotlivými kritérii a důrazem na jejich splnění. Při samotném výběru v této práci byl kladen důraz především na výhodný mechanický převod a odchylku od kolmice.

Tím, že byla všechna kritéria nakonec normalizována rozměry shodné velikosti, je navíc možné přímé porovnání vybraných jedinců mezi sebou. To je zachyceno v Tab.1. Zde je vidět, že první varianta mechanismu dosahuje výrazně horších výsledků především v oblasti dosahovaného kinematického převodu, kde jsou dosahované hodnoty téměř dvakrát horší. Naproti tomu je vybraný jedinec první varianty při směru pohybu 1 skoro poloviční z hlediska rozměrů.

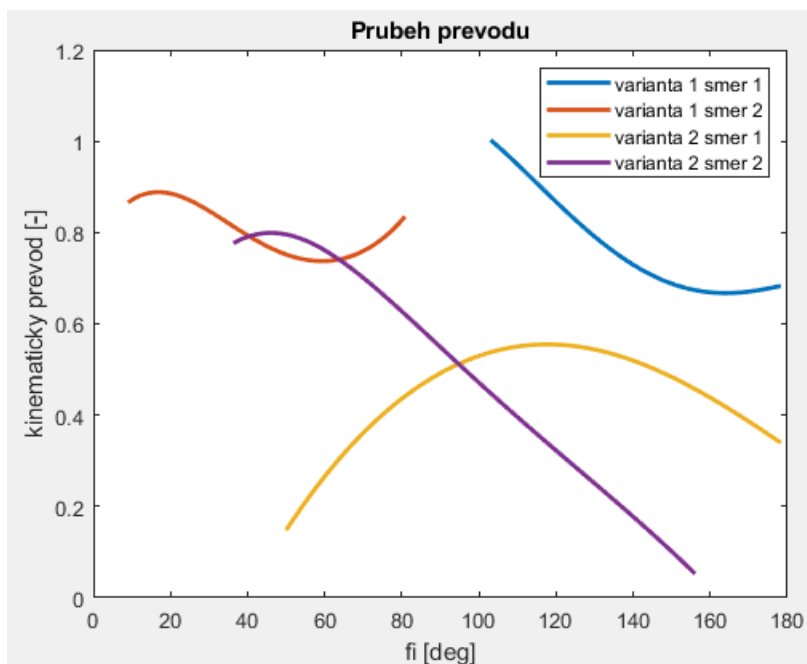
Varianta mechanismu	1		2	
Směr pohybu	1	2	1	2
Qprevod	0.7707	0.8053	0.4461	0.4867
QprevodConst	1.357e-04	8.557e-06	1.187e-04	3.339e-03
QodchylkaKolmice	1.334e-03	1.129e-02	1.059e-03	2.436e-03
Qvelikost	0.3929	0.6035	0.6867	0.6734

Tab. 1 Porovnání dosahovaných hodnot vybranými jedinci

Na Obr. 50 jsou pak vykresleny průběhy pohybu koncového bodu v rovině xy jednotlivých vybraných mechanismů, zatímco Obr. 51 představuje průběhy jejich převodů v závislosti na úhlu natočení vstupní páky mechanismů.

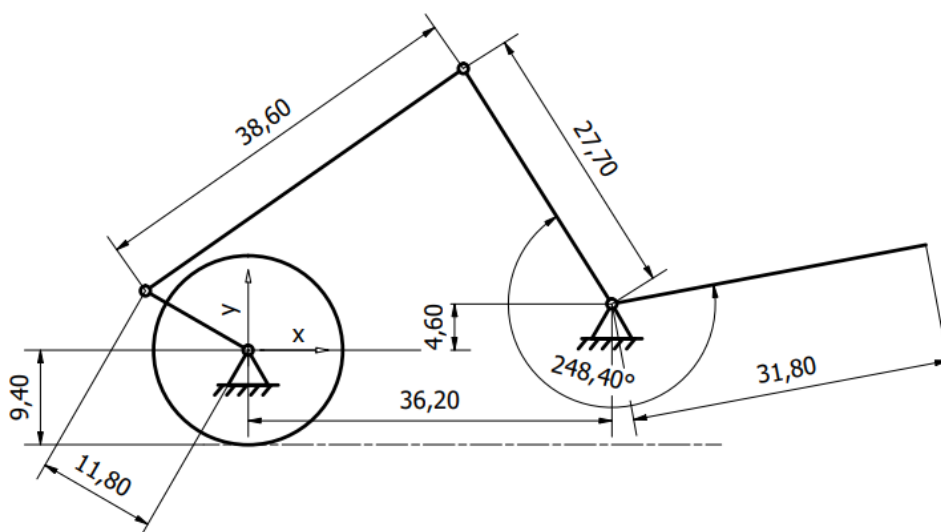


Obr. 50 Polohy koncových bodů jednotlivých vybraných mechanismů



Obr. 51 Průběhy převodu jednotlivých vybraných mechanismů

Nejlépe parametrů tak nakonec prakticky ve všech oblastech dosahovala druhá varianta mechanismu. Z toho důvodu byla tato varianta i konkrétní jedinec vybráni jako finální výsledné řešení celé optimalizační úlohy. Na Obr. 52 je zobrazen vybraný mechanismus včetně rozměrů. Pro možnost sousledného pohybu vstupního ramene a koncového bodu mechanismu bylo nutné změnit konfiguraci mechanismu v porovnání s původním návrhem. Celková zastavěná plocha je tak vyšší, nicméně při porovnání tohoto nárůstu s velikostí první varianty mechanismu není zastavěná plocha vybraného mechanismu nijak zásadně vyšší.



Obr. 52 Vybraná nejlépe parametrů varianta mechanismu s rozměry

$$r = a * \sin(\varphi) - e \quad (11-1)$$

$$m = a * \cos(\varphi) + b + d \quad (11-2)$$

Výsledné rovnice jsou výrazně jednodušší než původní. Krom toho je dále možné vypustit některé parametry. Délka e pouze posouvá polohu koncového bodu proti směru osy y a její vliv tak lze plně kompenzovat vzdáleností celého mechanismu od osy úchopné hlavice. Tím vzniká nejednoznačnost řešení, pro výpočet je tedy tento rozměr vhodné vypustit. Stejně tak délky b a d pouze posouvají polohu koncového bodu mechanismu ve směru osy x a na výsledný tvar pohybu nemají vliv. Ze stejného důvodu je tak vhodné je z výpočtu vypustit. Rovnice popisující tvar pohybu konkrétního mechanismu pak mají tvar:

$$r = a * \sin(\varphi) \quad (11-3)$$

$$m = a * \cos(\varphi) \quad (11-4)$$

Sestavení derivací:

$$\dot{r} = a * \cos(\varphi) * \dot{\varphi} = \dot{r}' * \dot{\varphi} \quad (11-5)$$

Kinematický převod:

$$J_{yp}(\varphi) = \frac{\dot{r}(\varphi)}{\dot{\varphi} * a_s} = \frac{\dot{r}' * \dot{\varphi}}{\dot{\varphi} * a_s} = \frac{\dot{r}'}{a_s} \quad (11-6)$$

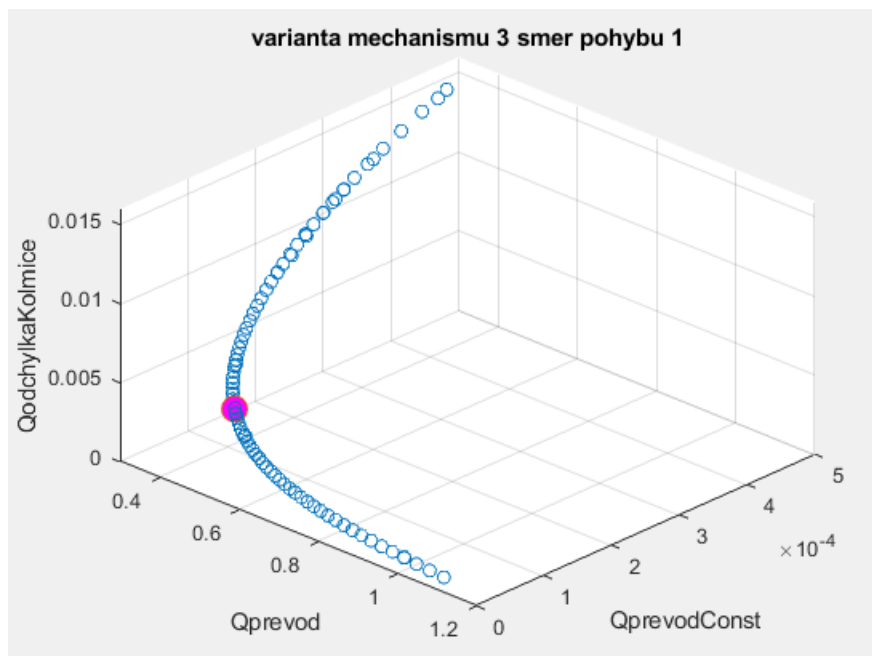
Kde a_s je startovní očekávaná délka ramene a , sloužící k normalizaci rozměru převodu, obdobně jako v případě předchozích variant.

I z odvozených vztahů je tedy vidět, že pohyb koncového bodu přesně kopíruje pohyb po kružnici, zatímco ostatní parametry je možné využít pro úpravu jiných vlastností výsledného mechanismu, které přímo nesouvisí s kinematikou samotného pohybu. Je tak možné přímo upravit polohu os otáčení ramen a pro kompenzaci šířky skutečných dílů mechanismu, případně měnit jejich rozteč pro získání lepší tuhosti mechanismu. Zároveň tento

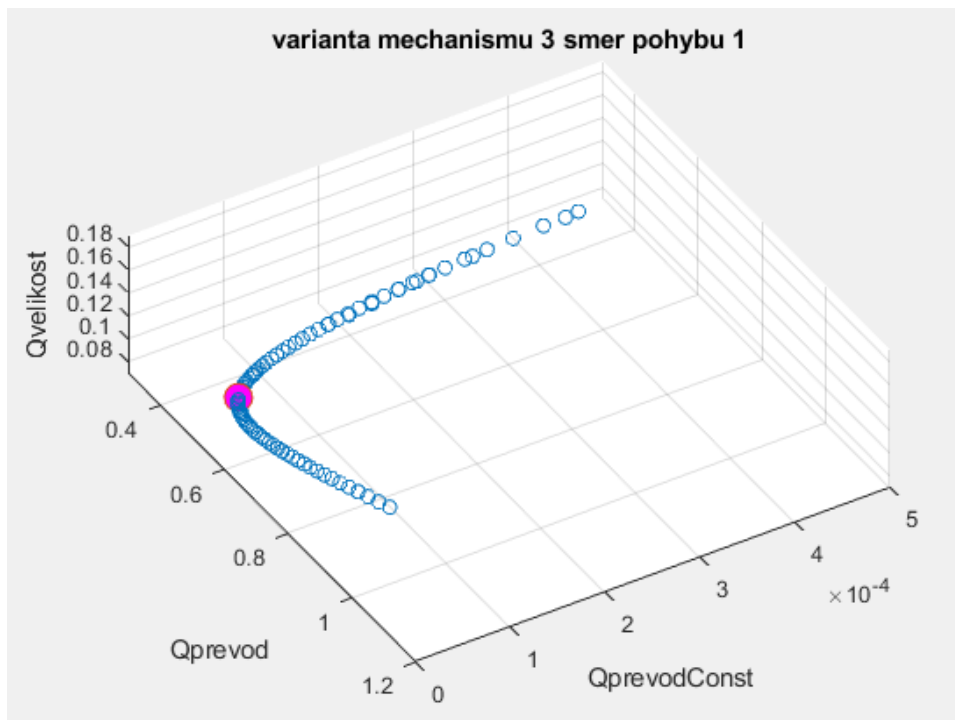
mechanismus umožňuje libovolně prodlužovat délku klepete bez vlivu na potřebný moment pohonu při shodné požadované síle sevření. Vlastní délka klepet, a tedy i dosah mechanismu je tak pouze limitován tuhostí výsledného konstrukčního řešení, zatímco u ostatních mechanismů má taková úprava přímý vliv na tvar pohybu i výsledný kinematický převod mechanismu.

Sestavené rovnice pak byly použity při novém spuštění optimalizace. Stejných výsledků bylo dosaženo i v případě, kdy byla do jednokriteriální optimalizace varianty mechanismu 1 při sousledném směru pohybu zařazena podmínka rovnoběžnosti klepet v průběhu pohybu. Na Obr. 55–59 jsou výsledky vícekriteriální optimalizace pro paralelogramový mechanismus.

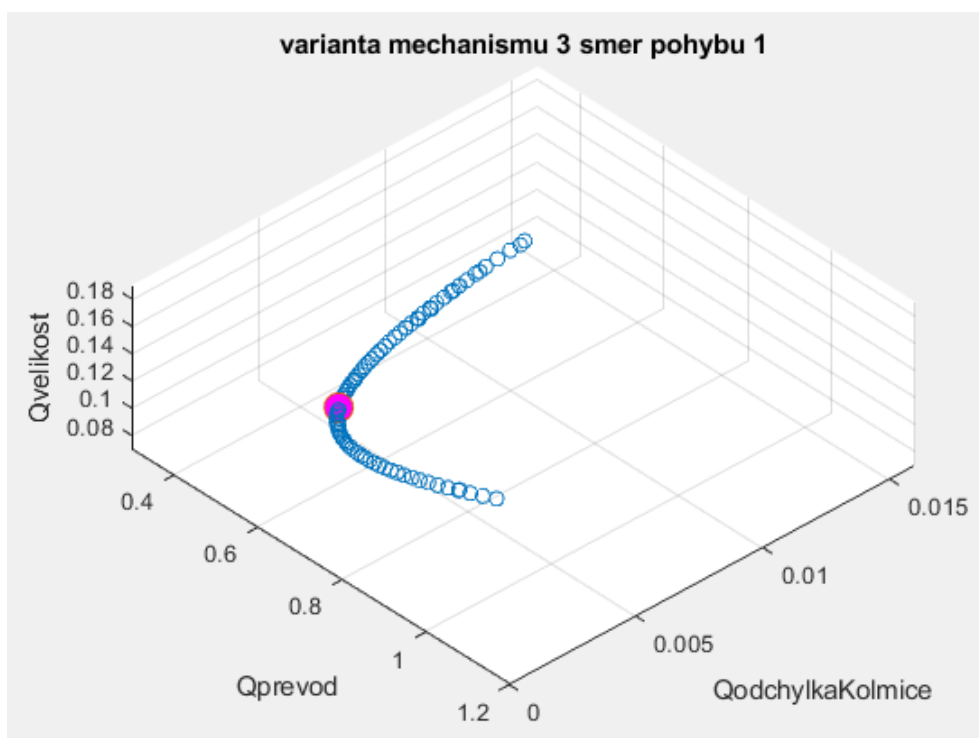
Zjednodušením rovnic zůstaly pouze dvě nezávislé proměnné pro optimalizaci – délka ramene a a vzdálenost mechanismu od osy hlavice. Tím, že z hlediska minimální odchylky od kolmice i fluktuační převodu je ideální symetrický průběh pohybu, došlo k tomu, že vzdálenost mechanismu od osy zkonvergovala k polovině pracovního rozsahu, tedy 12,5 mm. Důsledkem je tak jediná skutečně nezávislá proměnná pro optimalizaci, což způsobilo transformaci původně plošného obrazce Pareto množiny v jedinou křivku procházející prostorem kritérií.



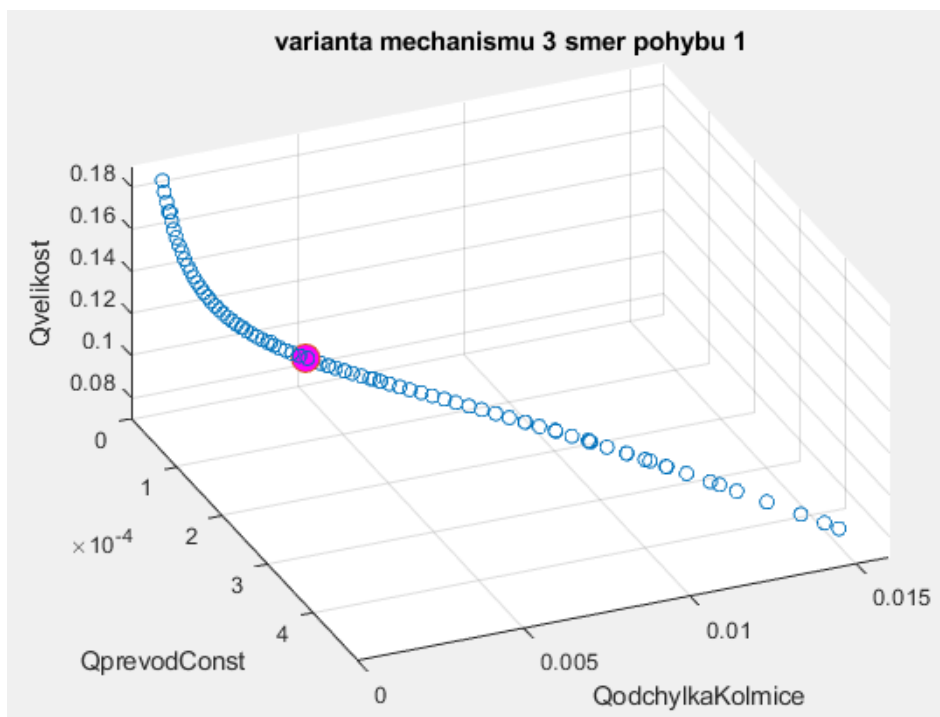
Obr. 55 3D Pareto paralelogramového mechanismu – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu



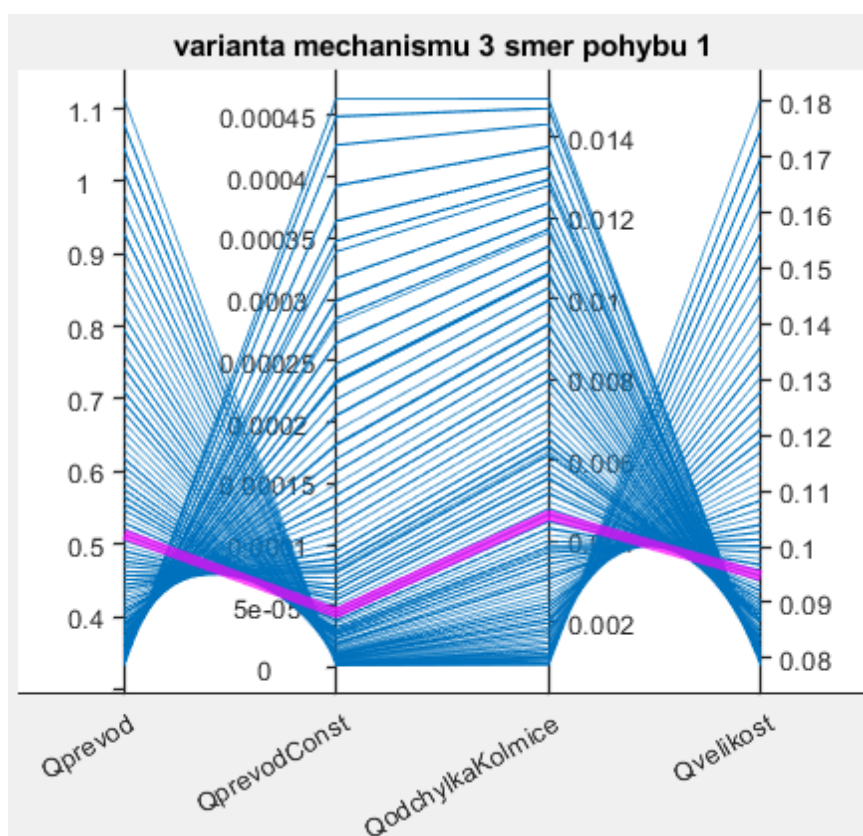
Obr. 56 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, převod, konstantnost převodu



Obr. 57 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, převod, odchylka od kolmice

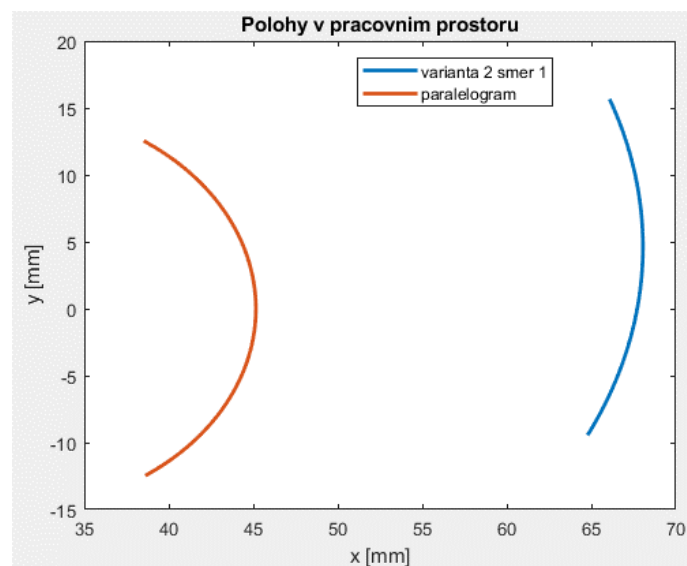


Obr. 58 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, konstantnost převodu, odchylka od kolmice

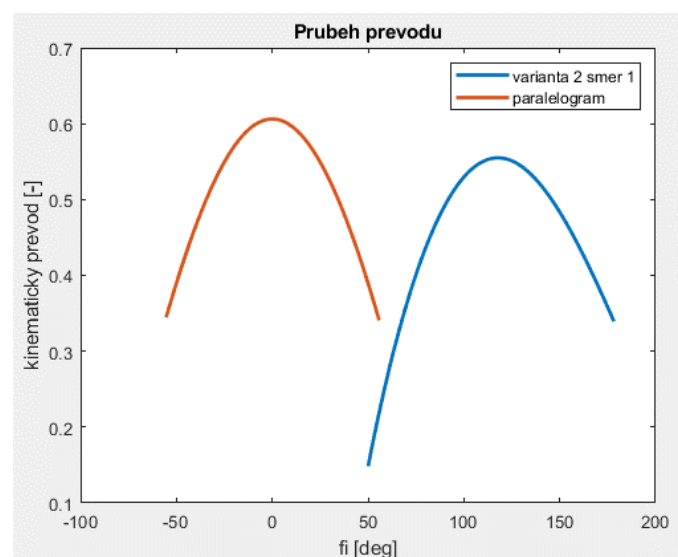


Obr. 59 Paralelní zobrazení Pareto množiny paralelogramového mechanismu

Na Obr. 60 a 61 je možné vidět porovnání průběhu pohybu koncového bodu a průběhu převodu původně vybraného mechanismu (modře) a paralelogramu (oranžově). Graf dokládá, že průběh pohybu paralelogramu je z hlediska odchylky od kolmice oproti původní druhé variantě mechanismu se směrem pohybu 1 mírně horší. Nicméně tato ztráta je bohatě vyvážena rovnoběžností klepet paralelogramového mechanismu, a tedy nižšími nároky na přesnost polohování úchopné hlavice vůči předmětu. Zároveň tato konfigurace poskytuje již zmíněnou výrazně vyšší jistotu úchopu. Z hlediska dosahované mechanické výhody jsou oba mechanismy srovnatelné a dosahují téměř sedmkrát lepší mechanické výhody než v případě prvního prototypu.



Obr. 60 Graf porovnání průběhu pohybu koncového bodu různých mechanismů



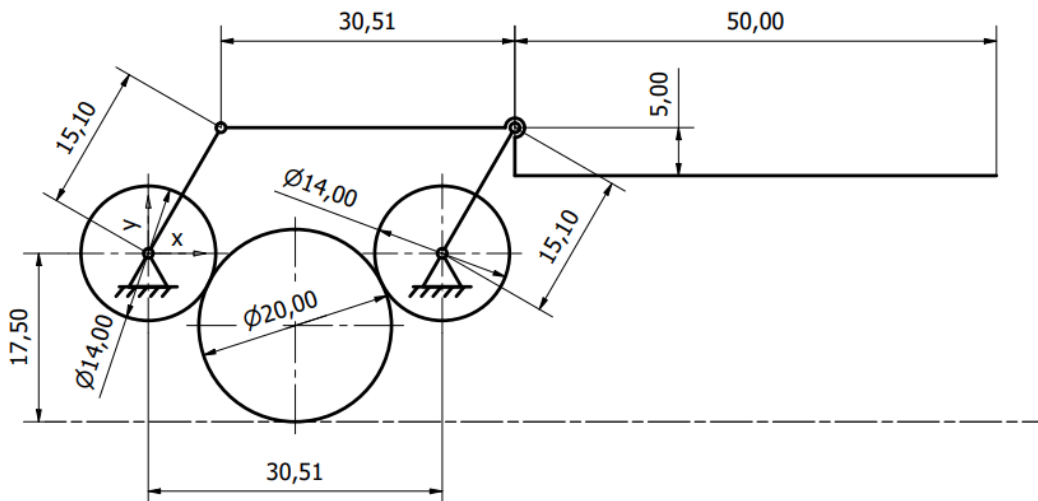
Obr. 61 Graf porovnání průběhu kinematického převodu různých mechanismů

Následující Tab. 2 pak přehledně dokládá výše uvedená tvrzení. Hodnota kritéria velikosti paralelogramu není uvedena z důvodu, že není možné ji porovnávat s ostatními mechanismy. To je dáno absencí délek ostatních ramen ve výpočtu.

Varianta mechanismu	Varianta 2 směr pohybu 1	paralelogram
Qprevod	0.4461	0.5129
QprevodConst	1.187e-04	4.462e-05
QodchylkaKolmice	1.059e-03	4.639e-03
Qvelikost	0.6867	-

Tab. 2 Porovnání výsledků původně vybraného mechanismu a paralelogramu

Na Obr. 62 je schéma skutečných rozměrů vybraného paralelogramového mechanismu. Z důvodu vzájemně se anulujícímu vztahu mezi jednotlivými rozměry, jak bylo popsáno dříve, nebylo možné získat většinu rozměrů z optimalizace. Proto jsou rozměry uvedené v následujícím schématu přímo převzaty z vyrobeného prototypu, o kterém pojednává následující kapitola.



Obr. 62 Schéma rozměrů zoptimalizovaného paralelogramového mechanismu

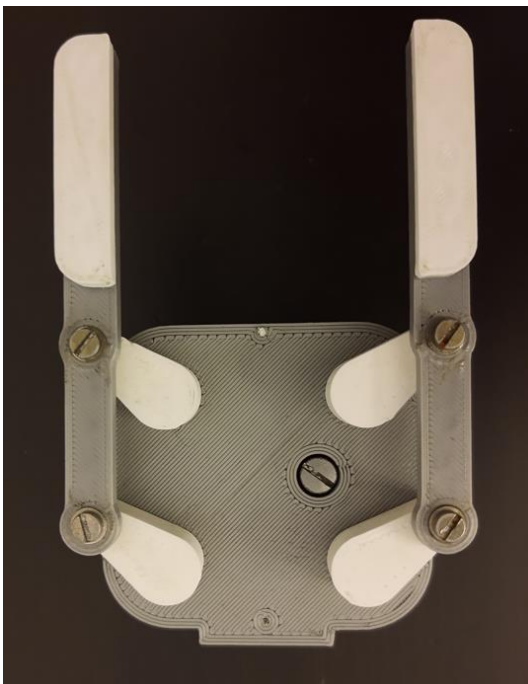
Na schématu je zároveň pomocí roztečných kružnic ozubených kol naznačeno vnitřní převodové ústrojí hlavice. Z důvodu nákupu běžně dostupných ozubených kol, které zároveň byly dostupné pouze v nekorigované variantě, bylo nutné přesně dodržet správnou osovou vzdálenost pro minimalizaci vůlí v převodovce. Proto nemůže být rozměr b (resp. l) ve standardní rozměrové řadě celých milimetrů.

12 Tvorba druhého prototypu

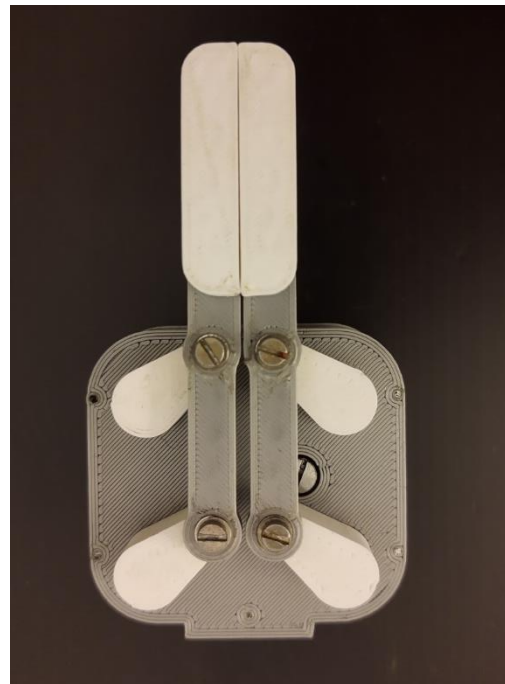
Dle předchozích zkušeností a výpočtů se tak jevil paralelogramový mechanismus jako dramaticky lepší varianta pro další testování. Bylo tedy přistoupeno ke konstrukci prototypu založeném na rozměrech paralelogramového mechanismu optimalizovaném pro získání mechanické výhody.

Nový prototyp byl opět vytvořen především z 3D tisknutých dílců z materiálu PLA. Oproti předchozí variantě došlo k zesílení všech jeho částí, na osy otáčení pák byla instalována větší kuličková ložiska. Rotační vazby mezi těhlicí a rameny byly zajištěny duralovými soustruženými pouzdry z důvodu úspory hmotnosti i zástavbového prostoru. Hřídele jednotlivých ramen jsou také duralové. Tím bylo dosaženo výrazného zvýšení celkové tuhosti hlavice. Díky podstatně příznivějšímu kinematickému převodu mechanismu v kombinaci s tím, že nový prototyp je v měřítku 1:1, je osazené servo HiTec HS-81 schopno dosahovat značně vyšších svěrných sil.

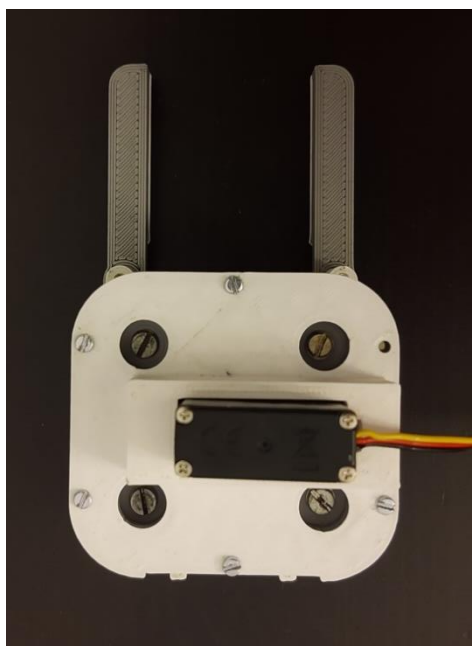
Obr. 63 a Obr. 64 znázorňují pracovní rozsah pohybu nového prototypu. Na Obr. 65 je vidět umístění servopohonu ve víku převodovky. Otvory slouží k utažení šroubů držících ozubená kola na osách ramen. Obr. 66 demonstruje širokou plochu pro uchopování předmětů získanou paralelním uspořádáním klepet.



Obr. 63 Nový prototyp v rozevřeném stavu



Obr. 64 Nový prototyp v sevřeném stavu

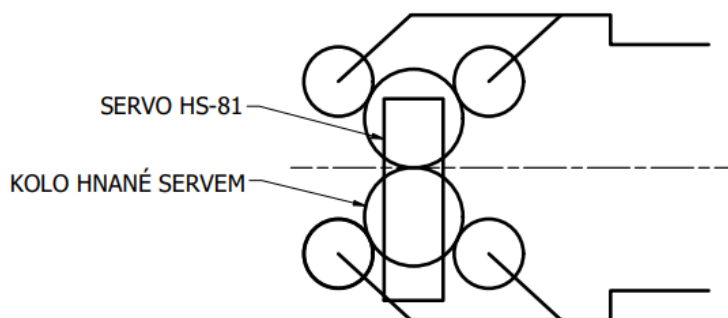


Obr. 65 Pohled na nový prototyp ze strany serva

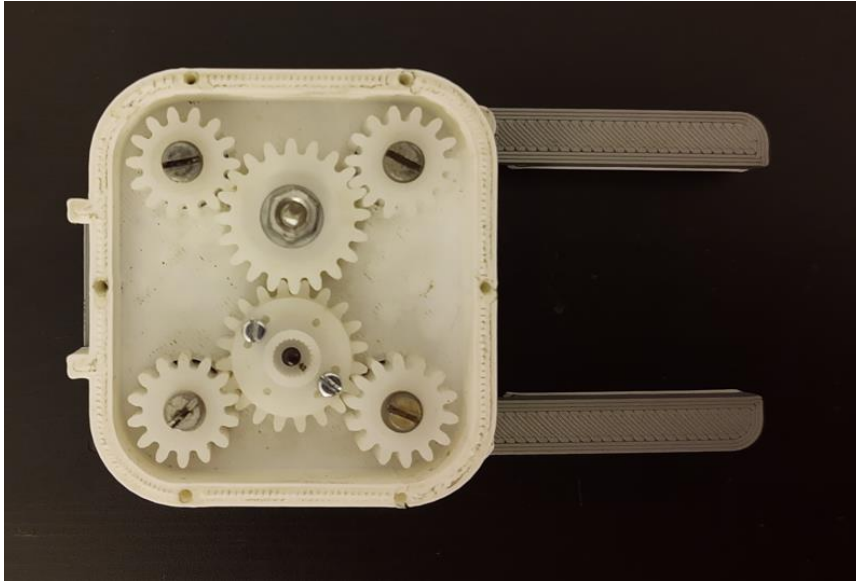


Obr. 66 Nový prototyp svírající míček na stolní tenis

Běžně dostupné hlavice založené na paralelogramovém mechanismu mají často vysokou odchylku od kolmice. Oproti tomu průběh na Obr. 60 mají tuto odchylku nízkou. Toho je dosaženo pohybem mechanismu i přes takový úhel natočení vstupní páky, kdy je páka rovnoběžně s osou mechanismu. V této pozici se však mechanismus dostává do singulární polohy a v případě pohonu pouze první páky mechanismu by v této poloze přestal spolehlivě fungovat a došlo by ke změně konfigurace mechanismu. Proto bylo nutné zajistit pohon všech jeho ramen, k čemuž bylo využito ozubených převodů uvnitř hlavice. Schéma rozvodů ozubených kol je na Obr. 67 Na Obr. 68 je možné vidět odkrytou převodovku prototypu. Spodní kolo uprostřed je hnací a v sestavené úchopné hlavice je připevněno přímo na výstupní hřídel serva. Za tímto účelem je na něj přimontována příruba serva, která je vidět i v přiložené fotografii.



Obr. 67 Schéma převodového ústrojí nového prototypu

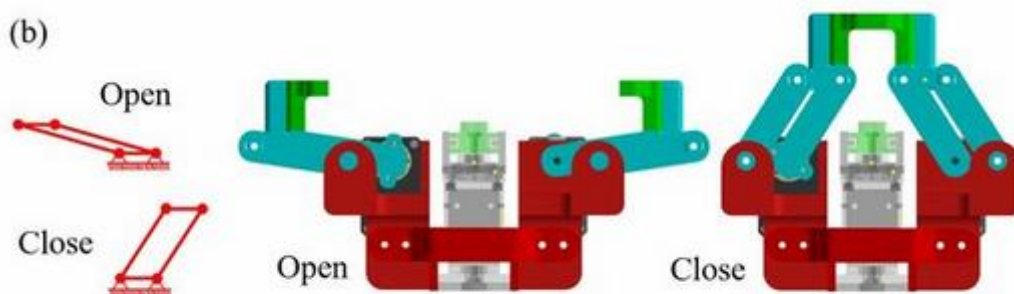


Obr. 68 Pohled na převodové ústrojí nového prototypu

12.1 Jiné varianty řešení

Mimo uvedené stavby mechanismu by bylo možné mechanismus celý o 90°otočit tak, aby výsledný mechanismu vypadal jako např. na Obr. 69. Taková varianta by zachovala stejné kinematické parametry, jaké byly získány z optimalizace. Důsledkem by navíc bylo odstranění problému se singulární polohou, protože v polovině dráhy by nedošlo ke zhroucení rovnoběžníku do přímky. Rovnoběžník tvořící základ paralelogramového mechanismu by se tak pouze přeměnil v obdélník.

Oproti této variantě je však u navrženého prototypu předpoklad několika výhod. Mezi ně patří menší zástavbový prostor celé hlavičky v podélném i příčném směru. Zároveň lze očekávat zvýšení tuhosti mechanismu díky pohonu všech ramen, nicméně všechny tyto předpoklady by bylo nutné experimentálně ověřit.



Obr. 69 Schéma jiné varianty paralelogramového mechanismu [20]

13 Závěr

Podařilo se naplnit všechny cíle dle zadání. Na základě provedené rešerše existujících úchopných hlavíc a komerčně dostupných řešení tak byly vybrány dvě varianty čtyřkloubových mechanismů vhodných pro využití v úchopné hlavici pro vesmírné aplikace. Z důvodu obtížného mazání a utěšňování posuvných vazeb, byly vybírány pouze mechanismy s rotačními vazbami. Nejdříve byly formulovány podmínky pro syntézu. Pak byly pro obě vybrané varianty mechanismů sestaveny kinematické a následně simulační modely. Byla provedena vícekriteriální optimalizace vlastností těchto variant. Její výsledky byly zobrazeny ve tvaru Pareto množiny a na ní byla provedena volba výsledného návrhu.

Podle definovaných zájmových oblastí na výsledné hlavici bylo stanoveno několik nezbytných podmínek a hodnotících kritérií, které měly zabezpečit splnění očekávaných parametrů výsledného návrhu. Nezbytné podmínky a hodnotící kritéria byly sestaveny do tvaru cílové funkce. Následně byly oba kinematické modely použity při optimalizaci rozměrů vybraných mechanismů genetickými algoritmy na sestavené cílové funkci.

Na základě úvodní optimalizace byl sestaven první skutečný prototyp úchopné hlavice. Díky tomu bylo možné odhalit několik zásadních nedostatků daného provedení i mechanismu jako takového. To vedlo k přepracování některých hodnotících kritérií, přidání nových optimalizovaných parametrů a změně přístupu k optimalizaci, kdy bylo nově využito vícekriteriální optimalizace pro sestavení Pareto množiny.

Díky vytvoření Pareto množin pro jednotlivé varianty mechanismu a směry pohybu bylo možné získat detailní vhled do vztahu mezi jednotlivými sledovanými parametry výsledných mechanismů. Na jejich základě tak bylo možné provést skutečně kvalitní výběr výsledné varianty mechanismu s konkrétními rozměry tak, aby bylo dosaženo získání maxima ze všech hodnot při zachování rovnováhy mezi parametry.

I přes dramatické zlepšení mechanismy dosahovaných výkonů po nové optimalizaci se nepodařilo odstranit problém s bodovým stykem mezi uchopovaným předmětem a čelistí hlavice. Takový způsob úchopu je poměrně limitující především při uchopování kulových, nebo jinak složitě tvarovaných předmětů, kdy jsou bodovým stykem zvyšovány nároky na přesnost polohování robotu. Vzhledem k tomu, že navrhovaná úchopná hlavice má být co možná

nejvíce univerzálním řešením a existuje předpoklad uchopování předmětů o neznámých rozměrech, bylo přistoupeno ke kompletní změně použitého mechanismu.

Jako vhodný kandidát odstraňující zmíněné problémy s bodovým stykem se jevil paralelogramový mechanismus, který by umožňoval zachovat rovnoběžnost klepet v celém rozsahu pohybu mechanismu a tím zajistil větší styčnou plochu úchopné hlavice pro kontakt s předmětem. Po provedení vícekritériální optimalizace se podařilo nalézt takové rozměry mechanismu, které zajistily dosažení optimálních vlastností ve všech sledovaných oblastech.

Na základě provedených výpočtů pak mohl vzniknout druhý prototyp, který prokázal zásadní zlepšení všech nedostatků původního prototypu.

V návaznosti na tuto práci by tak mohlo následovat podrobné experimentální testování vytvořeného konceptu úchopné hlavice. Díky tomu by tak bylo možné stanovit, zda praxe potvrdí myšlenky uvedené v této práci, ať už těch, které se týkají samotného koncepčního přístupu k úchopu neznámých předmětů ve vesmírných podmínkách, volby hodnotících kritérií, nebo jejich důležitosti při výběru konečné varianty vlastního mechanismu.

Seznam použité literatury

- [1] MONKMAN, Gareth J., Steffan HESSE, Ralf STEINMANN a Henrik SCHUNK. *Robot grippers*. Weinheim: Wiley-VCH, c2007. ISBN 978-3-527-40619-7.
- [2] WOLF, Andreas a Henrik SCHUNK. *Grippers in motion: the fascination of automated handling tasks*. Munich: Carl Hanser Verlag, [2018]. ISBN 978-1-56990-714-6.
- [3] RIMON, Elon a Joel Wakeman BURDICK. *The mechanics of robot grasping*. Cambridge: Cambridge University Press, 2019. ISBN 978-1-108-42790-6.
- [4] VALÁŠEK, Michael, Václav BAUMA, Zbyněk ŠIKA, Květoslav BELDA a Pavel PÍŠA. Design-by-Optimization and Control of Redundantly Actuated Parallel Kinematics Sliding Star. *Multibody System Dynamics* [online]. 2005, **14**(3-4), 251-267 [cit. 2023-08-13]. ISSN 1384-5640. Dostupné z: doi:10.1007/s11044-005-2278-4
- [5] VALASEK, Michael, Zbynek SIKa, Vaclav BAUMA a Tomas VAMPOLA. Tractable Treatment of Design by Multiobjective Optimization ? Parallel Kinematics Case Study. *Multibody System Dynamics* [online]. 2005, **13**(1), 143-174 [cit. 2023-08-13]. ISSN 1384-5640. Dostupné z: doi:10.1007/s11044-005-4082-6
- [6] VAMPOLA, Tomáš, Michael VALÁŠEK, Zbyněk ŠIKA a Miguel LASSO. *Visualisation of Multiobjective Optimization of Mechanical Systems. Proc. of Conf. Computational Mechanics*, Nectiny, 2006. pp. 1-8.
- [7] MALLAWAARACHCHI, Vijini. Introduction to Genetic Algorithms — Including Example Code. *Towards Data Science* [online]. 2016 [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://towardsdatascience.com/introduction-to-genetic-algorithms-including-example-code-e396e98d8bf3>
- [8] What Is the Genetic Algorithm? *Mathworks* [online]. Velká Británie [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://uk.mathworks.com/help/gads/what-is-the-genetic-algorithm.html>
- [9] How the Genetic Algorithm Works. *Mathworks* [online]. Velká Británie [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://uk.mathworks.com/help/gads/how-the-genetic-algorithm-works.html>
- [10] BOYD, Stephen P. a Lieven VANDENBERGHE. *Convex optimization*. Cambridge: Cambridge University Press, 2004. ISBN 978-0-521-83378-3.
- [11] LANNI, Chiara a Marco CECCARELLI. An Optimization Problem Algorithm for Kinematic Design of Mechanisms for Two-Finger Grippers. In: *The Open Mechanical Engineering Journal* [online]. 2009, 2009-06-18, s. 49-62 [cit. 2023-08-13]. ISSN 1874155X. Dostupné z: doi:10.2174/1874155X00903010049
- [12] 8 Types of End of Arm Tooling Devices for Automation Projects. *Keller Technology Corporation* [online]. USA [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://www.kellertechnology.com/blog/8-types-of-end-of-arm-tooling-devices-for-automation-projects/>
- [13] SCHMALZ, J.GmbH. *World of Vacuum Technology Industry Solutions Composites Applications and Products* [online]. [cit. 2023-08-14]. Dostupné z:

https://www.schmalz.com/site/binaries/content/assets/media/04_applications/industries/composites-textile/en/Schmalz-Industry-Solutions-Composites.pdf

[14] Adheso. *Schunk* [online]. Stuttgart, Germany [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: https://schunk.com/gb/en/gripping-systems/adhesive-grippers/adheso/c/PGR_5510

[15] Vacuum Technology for the Automotive Industry. *Schmalz* [online]. Glatten, Germany: J. Schmalz [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://www.schmalz.com/en/vacuum-technology-for-automation/industries-and-applications/automotive/>

[16] Magnetic Grippers SGM-HP/-HT (Multiple). *Schmalz* [online]. Glatten, Germany: J. Schmalz [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://www.schmalz.com/en/vacuum-technology-for-automation/industries-and-applications/automotive/>

[17] PRG Radiální chapadlo. *Schunk* [online]. Stuttgart, Germany [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: https://schunk.com/cz/cs/uchopovaci-systemy/uhlove/radialni-chapadlo/prg/c/PGR_554

[18] ELG Zakázkové konfigurovatelné chapadlo s dlouhým zdvihem. *Schunk* [online]. Stuttgart, Germany [cit. 2023-08-14]. Dostupné z: https://schunk.com/cz/cs/uchopovaci-systemy/paralerni-chapadlo/elg/c/PGR_6885

[19] RG2 – FLEXIBILNÍ UCHOPOVAČ PRO ROBOT SE 2 PRSTY SE ŠIROKÝM ZDVIHEM. *OnRobot* [online]. Odense, Denmark [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://onrobot.com/cs/vyrobky/uchopovac-rg2>

[20] TRIYONOPUTRO, Joshua C., Weiwei WAN a Kensuke HARADA. *A Double Jaw Hand Designed for Multi-object Assembly* [online]. 2018 [cit. 2023-08-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/326696559_A_Double_Jaw_Hand_Designed_for_Multi-object_Assembly arXiv:1807.11345

[21] Electromagnetic Gripper for Robot – The What & How About It. *HVR MAGNET* [online]. [cit. 2023-08-14]. Dostupné z: <https://www.hvrmagnet.com/blog/electromagnetic-gripper-for-robot-the-what-how-about-it/>

[22] Magnetic Grippers. *Schmalz* [online]. Glatten, Germany: J. Schmalz [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: <https://www.schmalz.com/cs-cz/vacuum-knowledge/the-vacuum-system-and-its-components/special-grippers/magnetic-grippers/>

[23] Angular/radial gripper. *Schunk* [online]. Stuttgart, Germany [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: https://schunk.com/br/en/gripping-systems/angular/radial-gripper/c/PUB_8299

[24] ANDRLÍK, Vladimír a kol. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Praha, 2012.

[25] Gripping Systems. *Schunk* [online]. Stuttgart, Germany [cit. 2023-08-13]. Dostupné z: https://schunk.com/br/en/gripping-systems/c/PUB_8293

Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma úchopné hlavice se dvěma rotačními čelistmi a lineárním pohonem [11]	4
Obr. 2 Impaktní úchopná hlavice s tvarovými čelistmi a lineárním posuvem čelistí [12].....	4
Obr. 3 Ingresivní úchopná hlavice při manipulaci s uhlíkovou tkaninou[13]	5
Obr. 4 Detail adhezní úchopné hlavice využívající Van der Waalsových sil [14].....	6
Obr. 5 Přísavková úchopná hlavice při manipulaci s výliskem karoserie [15].....	7
Obr. 6 Magnetická úchopná hlavice při manipulaci s ocelovou trubkou [16]	8
Obr. 7 Angulární hlavice firmy Schunk [17].....	9
Obr. 8 Paralelní hlavice firmy Shunk [18]	9
Obr. 9 Úchopná hlavice firmy OnRobot [19]	9
Obr. 10 Schéma první varianty mechanismu	11
Obr. 11 Schéma druhé varianty mechanismu.....	11
Obr. 12 Grafické znázornění jednotlivých pojmů z oblasti genetických algoritmů [7]	14
Obr. 13 Princip vytváření nových jedinců z rodičů [7]	15
Obr. 14 Princip mutace [7]	15
Obr. 15 Dosažení podmínky maximálního počtu generací	16
Obr. 16 Dosažení podmínky minimální průměrné změny penalizace	17
Obr. 17 Schéma mechanismu varianty 1 s označením jednotlivých rozměrů	18
Obr. 18 Schéma mechanismu varianty 2 s označením jednotlivých rozměrů	20
Obr. 19 Schéma uchopení předmětu kruhového průřezu za průměr.....	23
Obr. 20 Schéma hodnotícího kritéria pro zastavěnou plochu mechanismem.....	25
Obr. 21 Schéma odchylky od kolmice	26
Obr. 22 Vektor horních a spodních mezí pro obě varianty mechanismu	28
Obr. 23 Průběh převodu obou variant mechanismu	29
Obr. 24 Průběh pohybu obou variant mechanismu.....	29
Obr. 25 Výsledné rozměry zoptimalizovaného mechanismu	29
Obr. 26 První prototyp úchopné hlavice – rozevřené čelisti.....	30
Obr. 27 První prototyp úchopné hlavice –sevřené čelisti	30
Obr. 28 Průběh penalizační funkce nutných podmínek pro nastavení zlomové hodnoty 10..	33
Obr. 29 Schéma upraveného mechanismu	35

Obr. 30 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu	37
Obr. 31 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, převod, konstantnost převodu	38
Obr. 32 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, převod, odchylka od kolmice	38
Obr. 33 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu	39
Obr. 34 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 1 při směru pohybu 1	39
Obr. 35 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu	40
Obr. 36 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, převod, konstantnost převodu	40
Obr. 37 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, převod, odchylka od kolmice	41
Obr. 38 3D Pareto varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu	41
Obr. 39 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 1 při směru pohybu 2	42
Obr. 40 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu	42
Obr. 41 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, převod, konstantnost převodu	43
Obr. 42 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, převod	43
Obr. 43 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu	44
Obr. 44 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 2 při směru pohybu 1	44
Obr. 45 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu	45
Obr. 46 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, převod, konstantnost převodu	45

Obr. 47 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, převod	46
Obr. 48 3D Pareto varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2 – velikost, odchylka od kolmice, konstantnost převodu	46
Obr. 49 Paralelní zobrazení Pareto množiny varianty mechanismu 2 při směru pohybu 2	47
Obr. 50 Polohy koncových bodů jednotlivých vybraných mechanismů	48
Obr. 51 Průběhy převodu jednotlivých vybraných mechanismů	49
Obr. 52 Vybraná nejvýhodnější varianta mechanismu s rozměry	49
Obr. 53 Schéma základního provedení paralelogramového mechanismu	50
Obr. 54 Schéma rozměrů paralelogramového mechanismu	50
Obr. 55 3D Pareto paralelogramového mechanismu – odchylka od kolmice, převod, konstantnost převodu	52
Obr. 56 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, převod, konstantnost převodu	53
Obr. 57 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, převod, odchylka od kolmice	53
Obr. 58 3D Pareto paralelogramového mechanismu – velikost, konstantnost převodu, odchylka od kolmice	54
Obr. 59 Paralelní zobrazení Pareto množiny paralelogramového mechanismu	54
Obr. 60 Graf porovnání průběhu pohybu koncového bodu různých mechanismů	55
Obr. 61 Graf porovnání průběhu kinematického převodu různých mechanismů	55
Obr. 62 Schéma rozměrů zoptimalizovaného paralelogramového mechanismu	56
Obr. 63 Nový prototyp v rozevřeném stavu	57
Obr. 64 Nový prototyp v sevřeném stavu	57
Obr. 65 Pohled na nový prototyp ze strany serva	58
Obr. 66 Nový prototyp svírající míček na stolní tenis	58
Obr. 67 Schéma převodového ústrojí nového prototypu	58
Obr. 68 Pohled na převodové ústrojí nového prototypu	59
Obr. 69 Schéma jiné varianty paralelogramového mechanismu [20]	59

Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání dosahovaných hodnot vybranými jedinci	48
Tab. 2 Porovnání výsledků původně vybraného mechanismu a paralelogramu	56

Seznam příloh

Příloha 1 – Hlavní spustitelný skript optimalizace

Příloha 2 – Hodnotící funkce

Příloha 3 – Funkce kinematika

Příloha 4 – Funkce kinematika varianty mechanismu 1

Příloha 5 – Funkce kinematika varianty mechanismu 2

Příloha 6 – Funkce kinematika paralelogramového mechanismu

Příloha 7 – Funkce penalizace nezbytných podmínek

Příloha 8 – Funkce omezujících podmínek vícekriteriální optimalizace

Příloha 9 – Elektronická příloha matlab.zip

Příloha 1 – Hlavní spustitelný skript optimalizace

```
% Hlavni spustitelny skript vypoctu. Lze bud spustit lokalne, nebo pomoci
% skriptu "hromadne_spusteni". Pak je nutno zakomentovat

%clear all ; clc; close all;
global vystupu varianta smer aS typ_vypoctu vykreslit vypocet

%% POCATECNI NASTAVENI
% Zde je mozno nastavit, jaky typ vypoctu ktereho mechanismu bude proveden

vypocet = 1;           % 1 = vypocet spusten
typ_vypoctu = 2;       % 1 = geneticke, 2 = gamultiobj
varianta = 2;          % varianta mechanismu // 1 = var1; 2 = var2; 3 =
paralel;
smer = 1;              % 1 = paka CCW, bod nahoru, 2 = paka CW, bod nahoru
aS = 25;
vykreslit = 0;         % na konci skriptu budou vysledky vykresleny

%% nastaveni mezi pro jednotlivé mechanismy

if varianta == 1
% varianta 1
lb = [ 10 0 0 0 0 0 0 -45 5];
ub = [ 30 60 30 60 15 60 45 15];
elseif varianta == 2
% varianta 2
lb = [ 10 5 5 0 0 0 90 5];
ub = [ 30 60 30 60 15 60 300 15];
elseif varianta == 3
    lb = [ 10 0 0 0 0 0 0 5];
    ub = [ 30 0 0 0 0 0 0 15];
else
    disp("neexistující zadána varianta ")
    return
end

if varianta == 3 && smer == 2
    disp("tato kombinace mechanismu a smeru pohybu není možná")
    return
end

%% VYPOCET
if vypocet == 1
if typ_vypoctu == 1
    vystupu = 1;
    opts = optimoptions(@ga, ...
                        'PopulationSize', 200, ...
                        'MaxGenerations', 400, ...
                        'EliteCount', 10, ...
                        'FunctionTolerance', 1e-10, ...
                        'PlotFcn', @gaplotbestf );

    [ramenabest, Qbest, Rexitflag]=ga( @hodnotici_main, 8, [], [], [], [],
    ...
    lb, ub, [], [1 2 3 4 5 6 7 8],
opts);
```



```
disp(ramenabest );
disp(Qbest);
elseif typ_vypoctu == 2
    vystupu = 4;
    opts =
optimoptions('gamultiobj','PlotFcn','gaplotpareto','PopulationSize',5000);

    fitnessfcn = @hodnotici_main;

    [xg,fg] = gamultiobj(fitnessfcn,8,[],[],[],[],lb,ub,@conPareto,opts);
    xg_jmeno = "xg_var"+ num2str(varianta)+ "_smer"+ num2str(smer)+ ".mat";
    fg_jmeno = "fg_var"+ num2str(varianta)+ "_smer"+ num2str(smer)+ ".mat";
    save(xg_jmeno,"xg");
    save(fg_jmeno,"fg");
else
disp("neexistujici zadany typ vypoctu ")
return
end
end
```

Příloha 2 – Hodnotící funkce

```
function y = hodnotici_main(x)

global vystupu varianta smer aS

varianta = 2; vystupu = 1; smer = 1; aS = 25;

%aS = 25;
pocetVystupu = vystupu;
a=x(1);
b=x(2);
c=x(3);
d=x(4);

l=x(6);

rmin = -x(8);

%% Nastaveni vypoctu
fiF=pi ;
fiS=pi/20;
lS=30;
bS = 45;
cS = 45;
dS = 45;
meritka = [1,1,10000,1]; %vahy jednotlivych kriterii [Qprevod,
QprevodConst, QodchylkaKolmice, Qplocha]
rozsah = 25; %polovina maximalniho rozevreni
maxDiference = 0.03;
deleniFI=100;

[vysledek, vysledneChybi] = kinematika(x, fiF, fiS, deleniFI,rozsah,
varianta, smer, aS);

%% Nezbytné podmínky
sumabezkruhu = 0;
for i = 1:length(vysledek(:,1))
    m = vysledek(i,2);
    r = vysledek(i,3);
    if (m-1) < (r+abs(rmin)) && r>rmin
        sumabezkruhu = ((r+abs(rmin)) - (m-1))^2+sumabezkruhu;
    end
end
if vysledneChybi>0
    splnMINMAX = bezpodminecne(500, 30, vysledneChybi);
else
    splnMINMAX = 0;
end
```

```

diference = diff(vysledek(:,4));
sumaVetsichDiferenci = sum(abs(diference(abs(diference) > maxDiference)));

nezbytne = sumaVetsichDiferenci+sumabezkruhu;

if nezbytne > 0
    penalizaceNezbytne = bezpodminecne(200, 5, nezbytne);

else
    penalizaceNezbytne = 0;
end

Qvvektor = zeros(1,pocetVystupu);
kladne = 0;

if ~penalizaceNezbytne>0 && ~splnMINMAX > 0
    soucet=sum((vysledek(:,2)-mean(vysledek(:,2))).^2);
    odchylkaKolmice=1/length(vysledek(:,1))*soucet/lS^2;

    prumerP=mean(vysledek(:,4));
    soucetP=sum((vysledek(:,4)-prumerP).^2);
    nekonstPrevod=1/length(vysledek(:,1))*soucetP;

    plocha = (a+b+c+d)/(aS+bS+cS+dS);
    Qrovnobeznost = 1/length(vysledek(:,5))*sum((vysledek(:,5)-
mean(vysledek(:,5))).^2);
    QprevodConst=(nekonstPrevod)^2;
    Qprevod=abs(prumerP);
    QodchylkaKolmice = odchylkaKolmice;
    Qplocha= plocha;
    Qvvektor = [Qprevod, QprevodConst, QodchylkaKolmice, Qplocha];

end

if pocetVystupu == 1
    Qv=kladne+splnMINMAX+penalizaceNezbytne + Qvvektor*meritka';
else
    Qv=kladne+splnMINMAX+penalizaceNezbytne + Qvvektor;
end

if splnMINMAX == 0 && penalizaceNezbytne == 0
    y=Qv;
else
    y = ones(1,pocetVystupu)*(splnMINMAX +penalizaceNezbytne);

end

end

```

Příloha 3 – Funkce kinematika

```
function [vysledek,vysledneChybi] = kinematika(x,fiF, fiS, deleniFI,
rozsah, varianta, smer, aS)
%Funkce zavola odpovidajici podfunkci, která spocita kinematiku konkretniho
%mechanismu. Nasledne je na ziskane trajektorii vyhledana oblast, která
%odpovida pohybu koncoveho bodu mechanismu

a=x(1);
b=x(2);
c=x(3);
d=x(4);
h=x(5);
l=x(6);
kappa = x(7)/180*pi;
rmin = -x(8);

rmax = rmin+rozsah;

if smer == 2
    fi_pomocne = fiS;
    fiS = fiF;
    fiF = fi_pomocne;
end

%% vlastni vypocet
if varianta == 1
    [polohy,sumaComplex] = kinematika_var1(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF, fiS,
deleniFI, aS);
elseif varianta == 2
    [polohy,sumaComplex] = kinematika_var2(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF, fiS,
deleniFI,smer, aS);
elseif varianta == 3
    [polohy,sumaComplex] = kinematika_paralel(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF, fiS,
deleniFI, aS);
end
%% Rozdeleni vseh poloh na jednotlivé potencialni sekvence poloh

% Misto pro ukladani jednotlivých sad pohybu
izolovanePohyby = {};
vyhovujici = {};
startIndex = 1; % Pozice, kde zacina kontrolovana sekvence
jeSekvence = false; % Flag, jestli uz je smyčka v sekvenci

for i = 1:length(polohy(:,3))-1
    % Kontrla, ze jsou hodnoty realne a ze bude zajisten spravny smer
    % mechanismu
    if isreal(polohy(i, 2:3)) && isreal(polohy(i+1,2:3)) && (polohy(i+1,3)
> polohy(i,3))
        % Pokud neni v sekvenci, zavedeni pocatku dane sekvence
        if ~jeSekvence
            startIndex = i;
            jeSekvence = true;
        end
    else
        % Pokud doslo k poruseni podmínek, ukonceni sekvence a ulozeni do
        % bunky
        if jeSekvence
            endIndex = i;
        end
    end
end
```

```

        sekvence = polohy(startIndex:endIndex, :);
        izolovanePohyby{end+1} = sekvence;
        jeSekvence = false;
    end
end
end

% Kontrola, zda posledni poloha nepatri take do sekvence
if jeSekvence
    sekvence = polohy(startIndex:end, :);
    izolovanePohyby{end+1} = sekvence;
end

chybi = ones(1,numel(izolovanePohyby));
if ~isempty(izolovanePohyby)
for i = 1:numel(izolovanePohyby)
    % Extract the sequence from the current isolated part
    rValues = izolovanePohyby{i}(:, 3);

    % Find the last number smaller than the minimum
    lastSmaller = find(rValues < rmin, 1, 'last');

    % Find the first number larger than the maximum
    firstLarger = find(rValues > rmax, 1);

    partInRange = find(rValues >= rmin & rValues <= rmax);

    if isempty(partInRange)
        vyhovujici{end+1} = zeros(1,10);
        chybi(i) = rmax - rmin;
    else
        hledaneIndexy = horzcat(lastSmaller, partInRange.', firstLarger);
        hledanaCast = izolovanePohyby{i}(hledaneIndexy,:);
        vyhovujici{end+1} = hledanaCast;
        checkmax = rmax - hledanaCast(end, 3);
        checkmin = hledanaCast(1, 3) - rmin;
        if checkmin <= 0 && checkmax <= 0
            chybi(i) = 0;
        elseif checkmax > 0 && checkmin > 0
            chybi(i) = checkmin + checkmax;
        elseif checkmin > 0
            chybi(i) = checkmin;
        else
            chybi(i) = checkmax;
        end
    end
end

end

indexVysledku = find(chybi == min(chybi));
vysledek = vyhovujici{indexVysledku(1)};
vysledneChybi = chybi(indexVysledku(1));
else
    vysledek = zeros(1,10);
    vysledneChybi = rmax - rmin + log(sumaComplex);
end

end

```

Příloha 4 – Funkce kinematika varianty mechanismu 1

```
function [polohy,sumaComplex] = kinematika_var1(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF, fiS,
deleniFI, aS)
%Resic kinematiky pro variantu mechanismu 1

pocet=1;
sumaComplex = 0;
polohy=zeros(deleniFI+1,10);
for fi= fiS:(fiF-fiS)/deleniFI:fiF
    %vlastni kinematika
    PS=(l^2+h^2)^0.5;
    alpha=atan(h/l);

    QS=(PS^2+a^2-2*PS*a*cos(fi-alpha))^0.5;

    beta1_arg = (QS^2+a^2-PS^2)/(2*QS*a);
    beta1=acos(beta1_arg);

    beta2_arg = (b^2+QS^2-c^2)/(2*QS*b);
    beta2=acos(beta2_arg);

    gama=pi - beta1-beta2-fi;

    r = a*sin(fi)-(b)*sin(gama)-d*sin(gama-kappa);
    m = a*cos(fi)+(b)*cos(gama)+d*cos(gama-kappa);

    %derivace
    QSt= 1/(2*QS)*(2*PS*a*sin(fi-alpha));
    beta1t = -1/(1-(beta1_arg)^2)^0.5*((QS^2-a^2+PS^2))/(2*QS^2*a)*QSt;
    beta2t = -1/(1-(beta2_arg)^2)^0.5*((QS^2-b^2+c^2))/(2*QS^2*b)*QSt;
    gamat = -beta1t - beta2t -1;
    rt = a*cos(fi)-(b*cos(gama)+d*cos(gama-kappa))*gamat;
    prevodY = rt/aS;
    uhel_vystup = gama-kappa;

    %pokud bude imaginarni vysledek - rozpad
    %mechanismu

    polohy(pocet,:)= [fi, m, r, prevodY, gama, uhel_vystup, 0, 0, 0, 0];

    if ~isreal(r) || ~isreal(m)

        sumaComplex = sumaComplex + abs(imag(r) + imag(m));

    end
    pocet=pocet+1;

end

end
```

Příloha 5 – Funkce kinematika varianty mechanismu 2

```
function [polohy,sumaComplex] = kinematika_var2(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF, fiS,
deleniFI, smer, aS)
%Resic kinematiky pro variantu mechanismu 2

pocet=1;
alpha = kappa;
sumaComplex = 0;
polohy=zeros(deleniFI+1,10);

for fi= fiS:(fiF-fiS)/deleniFI:fiF

    yQ = a*sin(fi);
    xQ = a*cos(fi);

    gamma = atan2(h-yQ, 1-xQ);

    QS = ((h-yQ)^2+(1-xQ)^2)^0.5;

    betaARG = (b^2+QS^2-c^2)/(2*b*QS);
    beta = acos(betaARG);
    if smer == 1
        xR = xQ+b*cos(gamma + beta);
        yR = yQ+b*sin(gamma + beta);
    else
        xR = xQ+b*cos(gamma - beta);
        yR = yQ+b*sin(gamma - beta);
    end
    if ~isreal(xR) || ~isreal(yR)
        sumaComplex = sumaComplex + abs(imag(xR) + imag(yR));
        r=yR;
        m = xR;
        polohy(pocet,:)= [fi, m, r, 0, gamma, 0, QS, 0, beta, 0];
    else
        delta = atan2(h-yR, 1-xR);
        m = l+d*cos(delta-pi+alpha);
        r = h+d*sin(delta - pi + alpha);

        yQt = a*cos(fi);
        xQt = -a*sin(fi);

        gammaARG = (h-yQ)/(1-xQ);
        gammaARGt = -(yQt*(1-xQ)-(h-yQ)*xQt)/(1-xQ)^2;
        gammat = 1/(1+gammaARG^2)*gammaARGt;

        QSt = -1/QS*((h-yQ)*yQt+(1-xQ)*xQt);

        betaARGt = QSt*(QS^2-b^2+c^2)/(2*b*QS^2);
        betat = -1/(1-betaARG^2)^0.5*betaARGt;
        if smer == 1 % zmena konfigurace mechanismu pro umozneni pohybu
            xRt = xQt-b*sin(gamma+beta)*(gammat+betat);
            yRt = yQt+b*cos(gamma+beta)*(gammat+betat);
        else
            xRt = xQt-b*sin(gamma-beta)*(gammat-betat);
            yRt = yQt+b*cos(gamma-beta)*(gammat-betat);
        end
    end
end
```

```

deltaARG = (h-yR)/(1-xR);
deltaARGt = -(yRt*(1-xR)-(h-yR)*xRt)/(1-xR)^2;
deltat = 1/(1+deltaARG^2)*deltaARGt;
rt = d*cos(delta-pi+alpha)*deltat;
prevodY = rt/aS;

uhel_vystup = delta-pi+alpha;
%pokud bude imaginarni vysledek - rozpad
%mechanismu

polohy(pocet,:)=[fi, m, r, prevodY, gamma, uhel_vystup, QS, gamma,
beta, rt];
end
if ~isreal(r) || ~isreal(m)

    sumaComplex = sumaComplex + abs(imag(r) + imag(m));

end
pocet=pocet+1;

end
end

```


Příloha 6 – Funkce kinematika paralelogramového mechanismu

```
function [polohy,sumaComplex] = kinematika_paralel(a,b,c,d,h,l,kappa,fiF,
fiS, deleniFI, aS)
%Resic kinematiky pro paralelogramovy mechanismus

pocet=1;
sumaComplex = 0;
polohy=zeros(deleniFI+1,10);

fiS = fiS - pi/2; % pro dosazeni rozsahu pohybu vstupni paky -90° +90°
fiF = fiF - pi/2;

for fi= fiS:(fiF-fiS)/deleniFI:fiF

    r = a*sin(fi);
    m = a*cos(fi) + 30; % 30 zvysuje vzdalenost m -> stale splneni
    podminky uchopit kruh
                                % (moznost upravy mechanismu pro splneni teto
                                % podminky, ktere nema vliv na prubeh pohybu -
                                % viz odvozeni)
    rt = a*cos(fi);
    prevodY = rt/aS;

    polohy(pocet,:)= [fi, m, r, prevodY, 0, 0, 0, 0, 0, 0];

    if ~isreal(r) || ~isreal(m)

        sumaComplex = sumaComplex + abs(imag(r) + imag(m));

    end
    pocet=pocet+1;

end
end
```

Příloha 7 – Funkce penalizace nezbytných podmínek

```
function [penalizace] = bezpodminecne(bias,smernice, chybovaHodnota)
%BEZPODMINECNE vstup (zakladni skok, smernice) vystup = konecna hodnota
%penalizace
%   hodnoceni bezpodminecne nutnych parametru
penalizace = bias + smernice * chybovaHodnota;
end
```

Příloha 8 – Funkce omezujících podmínek vícekriteriální optimalizace

```
function [c,ceq] = conPareto(x)

vysledky = hodnotici_main(x);
c(1) = vysledky(1)-2;
c(2) = vysledky(2) -2;
c(3) = vysledky(3) -2;
c(4) = vysledky(4) - 2;
%c(5) = vysledky(5) - 0.023;
ceq = [];
end
```

Příloha 9 – Elektronická příloha matlab.zip – obsahuje veškeré skripty, a funkce Matlab včetně těch, určených pro vykreslení výsledků. Zároveň obsahuje soubory vypočítaných dat pro jednotlivé mechanismy.