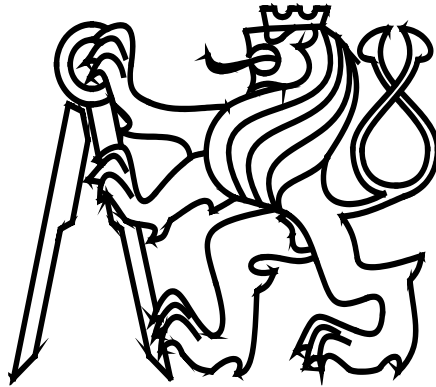


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky



Disertační práce

**Optimalizace a řízení lehkých poddajných
mechanismů s přídatnými aktuátory a senzory**

Ing. Jiří Volech

Studijní obor

Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí

Školitel

Prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

2021

Praha

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem zadanou disertační práci vypracoval samostatně s přispěním vedoucího disertační práce a konzultantů a používal jsem pouze literaturu v práci uvedenou. Prohlašuji, že nemám námitek proti využití výsledků této práce fakultou ani proti jejímu zveřejňování se souhlasem školitele.

V Praze dne

.....

Ing. Jiří Volech

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému školiteli prof. Ing. Zbyňku Šikovi, Ph.D. za pečlivé vedení mé disertační práce, za vstřícný a přátelský přístup i za poskytnutí podnětných materiálů. Poděkování patří také ostatním kolegům a přátelům, kteří mi přímo či nepřímo pomohli v mé práci. Dále také Grantové agentuře České republiky za podporu grantů GA13 - 39057S “Position Feedback Based Stiffness Increase of Robots by Redundant Measurement” a GA15-20134S „Multi-Level Light Mechanisms with Active Structures”, které přispěly k naplnění cílů práce.

V neposlední řadě díky patří i mým rodičům za jejich dlouholetou podporu a mé manželce Petře za její trpělivost a porozumění. Také mé dceři Anežce a synu Antonínovi.

Obsah

Seznam obrázků	5
Seznam použitých znaků	8
Anotace	10
Abstrakt	11
1. Úvod	12
2. Stav problematiky	13
2.1. Sériová kinematická struktura	18
2.2. Paralelní vláknová kinematická struktura	18
2.3. Uvažované koncepty řízení přidané hodnoty robotů a vláknových PKM	20
2.4. Laserové odměřování více stupňů volnosti na robotech a podobných mechanismech	21
2.5. Shrnutí stavu problematiky a otevřené problémy	23
3. Cíle práce	24
4. Sériová struktura	26
4.1. Zvolený koncept přídavného odměřování	28
4.2. Simulační model robotického sériového řetězce	32
4.3. Metody řízení	35
4.4. Řízení metodou výpočtu momentů (Computed Torques)	35
4.5. Nejistoty Computed Torques	39
4.6. Kaskádní řízení	40
4.7. H^∞ HIFOO řízení	40
4.8. Lineární systém pro HIFOO řízení	41
4.9. Úloha řízení	41
4.10. Simulační výsledky	44
4.11. Experiment s demonstrátorem	47
5. Paralelní kinematické struktury	49
5.1. Víceúrovňové mechanismy	49
5.2. Představení demonstrátoru	51
5.3. Víceúrovňový experimentální demonstrátor	52
5.4. Řízení demonstrátoru víceúrovňového mechanismu	57
5.4.1. Kalibrace experimentálního demonstrátoru	57

5.4.2.	Syntéza H^∞	59
5.5.	Implementace řízení piezo platformy	63
5.5.1.	Minimalizace zdvihů piezoelektrických pohonů	66
5.6.	Experiment – simulační výsledky	70
5.7.	Experiment – výsledky	78
6.	Důsledky pro rozvoj vědy	81
7.	Důsledky pro průmyslovou praxi	81
8.	Závěr	82
9.	Citovaná literatura	84
10.	Publikace autora k tématu disertační práce	96

Seznam obrázků

Obr. 1 Robot se sériovou strukturou	14
Obr. 2 Aperture Spherical Radio Telescope [52]	17
Obr. 3 Některé ideje víceúrovňových mechanismů s interními pohony [72].....	19
Obr. 4 Měření se systémem RedCam	26
Obr. 5 Koncepty odměřování	26
Obr. 6 Koncept s implementovaným měřícím systémem	27
Obr. 7 Rovinný koncept měření laserem.....	28
Obr. 8 Prostorové měření LT	28
Obr. 9 Rovinný koncept měření jednotlivých prvků ramene	28
Obr. 10 Návrh odměřovacího mechanismu poddajnosti ramena	29
Obr. 11 4 - kvadrantový senzor	29
Obr. 12 Laserová měřicí technika	31
Obr. 13 Měřicí soustava Renishaw.....	32
Obr. 14 Leica Laser Tracker.....	32
Obr. 15 (a) Robot Mitsubishi RV-6S (b) Model robota	33
Obr. 16 Redukovaný model experimentátoru	33
Obr. 17 Poddajná převodovka	34
Obr. 18 Computed Torques schéma	36
Obr. 19 Computed Torques kompletní schéma.....	37
Obr. 20 Souřadné systémy.....	37
Obr. 21 Souřadné systémy kloubů	37
Obr. 22 Simulační schéma Computed Torques.....	38
Obr. 23 Schéma kontrolní syntézy	39
Obr. 24 Zdroje nejistot	39
Obr. 25 Kaskádní řízení.....	40
Obr. 26 Schéma HIFOO	42
Obr. 27 Bodeho diagram	43
Obr. 28 Konfigurace řízení Computed Torques plus metoda kompenzace H^∞	43
Obr. 29 Požadovaná trajektorie v prostoru.....	44
Obr. 30 Srovnání výsledků v x – ové ose.....	44
Obr. 31 Srovnání výsledků v y – ové ose.....	45

Obr. 32 Srovnání výsledků v z – ové ose	45
Obr. 33 Požadovaná trajektorie v prostoru	46
Obr. 34 Požadované trajektorie v osách a výsledné odchylky	46
Obr. 35 Demonstrátor sériového řetězce s odměřovací technikou	47
Obr. 36 Testovací trajektorie	47
Obr. 37 Odchylka polohy koncového efektoru na zkušební dráze	48
Obr. 38. Schéma rovinného víceúrovňového mechanismu	49
Obr. 39 Schéma rovinného víceúrovňového mechanismu založeného na primární kabelové platformě	50
Obr. 40 Schéma prostorového víceúrovňového mechanismu s kubickou 6 DOF sekundární platformou	50
Obr. 41 Schéma víceúrovňového mechanismu 3 + 3 DOF (sférický + planární) s primární plošinou poháněnou kabelem (3 sférické DOF) a rovinnou sekundární platformou	50
Obr. 42 Schéma řídicích souřadných systémů a souřadnic	52
Obr. 43 Příklady různých optimalizovaných konfigurací planární 3 DOF přidané platformy.	53
Obr. 44 Příklady podrobných prostorových modelů pro analýzu FEM přidané platformy 3 DOF.	54
Obr. 45 Experimenty s víceúrovňovým demonstrátorem	56
Obr. 46 Piezo platforma přidaná na kabelovou platformu demonstrátoru	56
Obr. 47 Schéma víceúrovňového experimentálního demonstrátoru – řízení a tok signálů	57
Obr. 48 Chyby kalibrovaného mechanismu v jednotlivých bodech měření	59
Obr. 49 Model víceúrovňového mechanismu pro syntézu řízení	60
Obr. 50 Schéma návrhu regulátoru	61
Obr. 51 Amplitudová charakteristika použitého filtru	63
Obr. 52 Schéma zapojení a spouštění jednotlivých řídicích desek	64
Obr. 53 Schéma projekce žádaných a aktuálních poloh do roviny platformy	66
Obr. 54 Optimalizované napětí	68
Obr. 55 Schéma s rozhodovací funkcí a optimálním napětím	69
Obr. 56. Požadovaná 1 trajektorie	70
Obr. 57. Experiment – časový průběh na ose X	71
Obr. 58. Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail	71

Obr. 59. Simulační experiment – časový průběh na ose Y	72
Obr. 60. Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail.....	72
Obr. 61 Požadovaná 2 trajektorie	73
Obr. 62 Simulační experiment – časový průběh na ose X	73
Obr. 63 Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail.....	74
Obr. 64 Simulační experiment – časový průběh na ose Y	74
Obr. 65 Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail.....	75
Obr. 66 Požadovaná 3 trajektorie	75
Obr. 67 Simulační experiment – časový průběh na ose X	76
Obr. 68 Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail.....	76
Obr. 69 Simulační experiment – časový průběh na ose Y	77
Obr. 70 Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail.....	77
Obr. 71. Požadovaná 1 trajektorie	78
Obr. 72. Experiment – časový průběh na ose X.....	79
Obr. 73 Odchylka od x –ové osy – Detail	79
Obr. 74 Experiment – časový průběh na ose Y	80
Obr. 75 Odchylka od y-ové osy – Detail.....	80

Seznam použitých znaků

Obecné

LT	laserový sledovač (Laser Tracker)
PKM	paralelní kinematická struktura
PID	PID regulátor
EP, TCP	koncový bod (End Point, Tool Center Point)
DOF	stupně volnosti (Degrees Of Freedom)
H^2, H^∞	H-dva norma a H-nekonečno norma
CT	řízení metodou výpočtu točivých momentů (Computed Torques)
HIFOO	metoda optimalizace regulátoru (H-Infinity Fixed Order Optimization)
APA Actuator)	mechanicky zesílený piezoelektrický aktuátor (Amplified Piezoelectric Actuator)
FEM	metoda konečných prvků (finite element method)

Sériová struktura

M^R	část matice hmotnosti příslušná „tuhému“ pohybu
M^F	část matice hmotnosti příslušná „poddajnému“ pohybu
M^{RF}	reprezentuje vztahy mezi oběma výše popsányými částmi
M^M, M	matice hmotnosti
q, \dot{q}, \ddot{q}	poloha, rychlost a zrychlení kloubových souřadnic
E	vektor modálních souřadnic popisující deformace ramen
q_m	vektor souřadnic popisující pozice motorů
I_m, I_q	momenty setrvačnosti motoru a převodovky
M_m	hnací moment na motoru
M_t	torzní moment převodovky
k	tuhost převodovky
b	tlumení převodovky
M	výsledný moment působící na příslušné rameno
x	stavový vektor
y	vektor výstupů
u	vektor vstupů
A	stavová matice
B	matice vstupů

C	matice výstupů
D	matice vazeb
τ	vektor kroutících momentů
q_e	kinematické charakteristiky pohybu koncového efektoru v kartézských souřadnicích
K_p, K_i, K_d	matice lineární zpětné vazby PID regulátoru
$q_d, \dot{q}_d, \ddot{q}_d$	požadovaná poloha, rychlost a zrychlení kloubových souřadnic
I_i	vektor řídicích proudů
$d_{3x}, d_{3y}, d_{4x}, d_{4y}$	naměřené odchylky na ramenech 3 a 4 v příslušných osách
R_{ep1-3}	tři polohy koncového bodu v kartézských souřadnicích
φ_{ep1-3}	tři natočení koncového bodu
z	chybový výstupní vektor
w	vektor vstupního referenčního signálu

Paralelní struktura

CF	cílová funkce
C_i	koeficienty cílové funkce
D	dexterita
S	tuhost
J^T	transponovaná Jacobiho matice
\vec{t}	vektor napětí
d	rozměry mechanismu
s	změřené souřadnice v kloubech
v	koncová poloha efektoru
\hat{d}	konstrukční rozměry mechanismu
J_d	Jacobiho matice parciálních derivací
$\varphi_{1m}, \varphi_{2m}, \varphi_{3m}$	úhly měřené rotačními enkodéry
r_{4CR}	lokální radius vektor
$r_{OCR_měřeno}$	radius vektor polohy koutového odražeče měřeného pomocí LT
Index c	odpovídá kabelové platformě
Index p	odpovídá piezo platformě
F a M	znamenají rušící sílu a moment působící na vlákňovou platformu
U_1, U_2, U_3	vstupní napětí pro jednotlivé APA

Anotace

Optimalizace a řízení lehkých poddajných mechanismů s přídavnými aktuátory a senzory

Disertační práce je zaměřena na řízení aktivních struktur s přidanou hodnotou. U řady vyráběných strojů a mechanismů mohou být zlepšeny jejich vlastnosti přidáním dodatečného odměřování či jiné aktivní struktury. Tímto lze s relativně malým úsilím dosáhnout znatelného zlepšení požadovaných parametrů, nejčastěji se jedná o tuhost a přesnost daného mechanismu. Většinou jde o individuální úlohy pro daný stroj. Ovšem pro mechanismy s podobnou strukturou a se znalostí jejich předností a nedostatků lze vytvořit jednotný koncept, který je s malými úpravami možné použít i u ostatních mechanismů podobné konstrukce. V této disertační práci jsou prvotně představeny mechanismy s typickou kinematickou strukturou pro použití v průmyslu a vývoji. Jsou rozebrány jejich přednosti, v čem naopak zaostávají a zda je možná jejich kombinace. První typický příklad pro mechanické struktury, které jsou agilní a mají velkou variabilitu, jsou konstrukce se sériovou kinematickou strukturou. Jejich nevýhodou však bývá velká poddajnost a s tím spojená nepřesnost pracovního bodu. Druhou vybranou strukturou jsou vláknové paralelní mechanismy, které mají velký pracovní prostor, ovšem ovládání vlákny/lany s sebou nese specifické frekvenční charakteristiky a nižší přesnost způsobenou poddajností vláken a složitým ovládním.

Následně je disertační práce strukturovaná do dvou větších sekcí. Každá sekce se věnuje jedné z výše popsaných problematik.

První sekce se věnuje sériovým kinematickým strukturám a bližšímu rozebrání zdrojů nepřesností, které jsou způsobeny poddajností převodovek a ramen. Následně jsou zde představeny možné koncepty přídavného odměřování a experimentální demonstrátor, na kterém bude zkoušena teorie řízení. Je vybrán koncept přídavného odměřování, který nejméně omezuje kladné vlastnosti robota. Následně je zde představena teorie řízení, která zahrnuje do řídicího algoritmu všechny přidané senzory. A v poslední řadě bude tato teorie vyzkoušena na experimentálním demonstrátoru.

Druhá sekce je věnovaná další typické struktuře, která vyniká v oblasti pracovního prostoru, a to vláknovým mechanismům. Tyto mechanismy mají obrovský pracovní prostor díky pohánění pracovní platformy na velkou vzdálenost lany/vláknem. To ale způsobuje rozkmit pracovní platformy díky poddajnosti lan a nižší frekvence, než které jsou běžné u tuhých strojů. Proto se tato sekce věnuje vyvinutí konceptu přidané aktivní struktury a její optimalizace mechanických vlastností pro daný účel. Je zde představen experimentální demonstrátor, na kterém bude přídavná struktura testována. Pro tuto platformu jsou navrženy syntézy řízení jak pro případy, kdy do optimalizačního procesu syntézy řízení není zahrnuta přídavná struktura, tak pro případ, kdy je. Výsledné regulátory z obou případů jsou pak porovnány na reálném demonstrátoru.

Klíčová slova: Sériová kinematika, Redundantní odměřování, Víceúrovňový mechanismus, Paralelní kinematika, Mechanismus poháněný lany, Mechanismus poháněný piezo - aktuátory, H^∞ řízení, Optimalizace robustního regulátoru pevného řádu.

Abstrakt

The dissertation is focused on the control of active structures with added value. For many manufactured machines and mechanisms, their properties can be improved by adding additional metering or other active structure. This makes it possible to achieve a noticeable improvement in the required parameters with relatively little effort, most often the rigidity and accuracy of the mechanism. These are usually individual tasks for a given machine. However, for mechanisms with a similar structure and with knowledge of their advantages and disadvantages, it is possible to create a unified concept, which can be used with other modifications for other mechanisms of similar construction.

In this dissertation, mechanisms with a typical kinematic structure for use in industry and development are introduced. Their advantages are discussed, in what way they lag behind and whether their combination is possible. The first typical example for mechanical structures that are agile and have great variability is a structure with a serial kinematic structure. However, their disadvantage is usually great flexibility and the associated inaccuracy of the working point. The second selected structure is fiber parallel mechanisms, which have a large working space, but fiber / rope control carries specific frequency characteristics and lower accuracy due to fiber flexibility and complex control.

Subsequently, the dissertation is structured into two larger sections, each of which deals with the issues described above.

The first section deals with serial kinematic structures. A closer look at the sources of inaccuracy caused by the flexibility of the gearboxes and arms. Subsequently, possible concepts of additional metering and an experimental demonstrator on which control theory will be tested are presented. The concept of additional measuring is chosen, which least limits the positive properties of the robot. Subsequently, the control theory is presented here, which includes all added sensors in the control algorithm, and last but not least, this theory is tested on an experimental demonstrator.

The second section is devoted to another typical structure that excels in the field of workspace, namely fiber mechanisms. These mechanisms have a huge working space thanks to the updating of the working platform over long distances by ropes / fibers. However, this causes the work platform to vibrate due to the flexibility of the ropes and the lower frequency than is common with rigid machines. Therefore, this section is devoted to the development of the concept of added active structure and its optimization in terms of mechanical properties for a given purpose. An experimental demonstrator is presented here, on which the additional structure will be tested. Control syntheses are designed for this platform for cases where the additional structure is not included in the optimization process of control synthesis and the case when it is. The resulting controllers from both cases are then compared on a real demonstrator.

Keywords: Serial kinematics, Redundant measurement, Multilevel mechanism, Parallel kinematics, Cable driven mechanism, Piezo driven mechanism, H^∞ control, Optimization of robust fixed order controller.

1. Úvod

Během posledních několika desetiletí bylo dosaženo značného pokroku ve vývoji nových obráběcích strojů, manipulátorů a robotiky obecně. Existuje mnoho nových konceptů robotů a počet jejich aplikací se zvyšuje. Pro průmysl jsou stěžejní otázky – přesnosti, rychlosti, výkonu a pracovního prostoru oproti zástavbovému prostoru. Jednou z nejdůležitějších požadavků v mnoha z těchto aplikací je přesnost polohy koncového bodu robota. V tomto směru mají roboti s paralelní strukturou nepochybnou výhodu oproti robotům se sériovým uspořádáním. Na druhé straně existuje mnoho nevýhod - složitost řízení, malý poměr mezi zástavbovým a pracovním prostorem a obvykle vyšší cena v důsledku redundantního počtu pohonů a dalších konstrukčních prvků. Robot se sériovou kinematikou má podstatně nižší pořizovací náklady než běžné obráběcí stroje nebo paralelní roboti a obecně větší pracovní prostor. Jejich nedostatkem je nižší tuhost v důsledku splnění vyšších požadavků na motory, převodovky a ramena. To přináší mnoho otázek, které je třeba řešit. Jednou z nich je, že senzory ve standardních manipulátorech jsou umístěny přímo v motorech nebo vedle motorů před převodovkami. Vůle mezi převodovkami a jinými součástmi není obvykle součástí řídicího systému. To může být problém v případě obrábění nebo jiných přesných operací, protože nejsou měřeny velké deformace převodů a spojů a jejich velký příspěvek k výsledné chybě nemůže být kompenzován, čímž vzniká nepřesné polohování. Pro roboty s paralelní strukturou je přídavné odměřování taktéž velice užitečné. Přináší další zlepšení jejich přesnosti a dalších vlastností, nebo může být využité pro autokalibraci stroje. Tato práce se snaží zlepšit přesnosti robotů a manipulátorů, nejdříve se sériovou kinematikou, zahrnutím přídavných senzorů měřících deformace do řídicího algoritmu, a následně rozšířit poznatky na stroje s paralelní kinematikou.

2. Stav problematiky

Hlavní požadavky na roboty, manipulátory a další mechanismy v průmyslu lze sumarizovat čtyřmi hlavními body

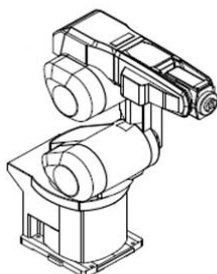
1. Přesnost
2. Rychlost
3. Pracovní/zástavbový prostor
4. Nízká hmotnost

Každá oblast použití upřednostňuje jeden či více těchto bodů, ale obecně platí, že při návrhu či výběru mechanismu pro daný účel se zohledňují všechny. Obecně lze mechanismy rozdělit do dvou velkých skupin, z nichž každá v určitém bodě výrazně vyniká. První skupinou mechanismů, která v jedné z těchto oblastí výrazně vyniká, jsou roboti se sériovou kinematickou strukturou. Mají dobré vlastnosti, pokud jde o poměr velikosti pracovního a zástavbového prostoru [1]. Hlavní nevýhoda, která vyplývá z jejich topologie, je obvykle nízká účinná tuhost a tlumení koncového efektoru nesoucího nástroj, chapadlo nebo jinou aktivní složku [2]. Druhou skupinou mechanismů, která výrazně vyniká v nějaké oblasti, jsou paralelní kinematické mechanismy (PKM). Lze je použít jako alternativu k sériovým strukturám s lepší tuhostí, ale s horším poměrem zastavěného / využitelného prostoru. Také mají obvykle složitější syntézu řízení s vyšším počtem možných kolizí v pracovním prostoru [3]. V případě redundantně ovládaných PKM lze z pracovního prostoru eliminovat i singulární pozice. Redundance umožňuje autokalibraci [4] a lze vylepšit i další parametry mechanismu [5], ale redundance přináší ještě komplikovanější syntézu řízení [6]. Zajímavou variantou PKM jsou kabelové varianty, které kombinují principy paralelní kinematiky s využitím kabelů / vláken / lan / pásů jako spojů, což přináší další výhody – jmenovitě nízkou hmotnost, velký rozsah pohybu, možnost ochrany proti vůli [7], snadnou rekonfiguraci, a dokonce levnější konstrukci ve srovnání s mechanismy s tradičními vazbami. Oblast použití sahá od pokročilých jeřábů [8] a kabelových manipulátorů [9] po astronomické aplikace [10], robotická ramena [11] a rekonfigurovatelné manipulátory [12]. U PKM poháněných kabely musí být zajištěno, že všechny působící kabely zůstanou v tahu buď gravitační silou, nebo pomocí pohonů. Z důvodu zanedbatelné tuhosti v ohybu kabelů [13], [2] je nutné se zabývat problémem složitých vibrací. Bylo zkoumáno několik konceptů pro dosažení nižších vibrací a vyšší tuhosti, ale žádný z nich úplně a uspokojivě nevyřešil všechny problémy. Mnoho přístupů je zaměřeno na odstranění těchto problémů pomocí pokročilých metod řízení a plánování trajektorie [2], [14]. Kombinace sériové a paralelní konfigurace by mohla kombinovat výhody obou konfigurací, ale není příliš běžná a obvykle nevyužívá svého potenciálu co nejlépe. Existuje několik způsobů, jak kombinovat sériové a paralelní struktury. Projekt VERNE [15] zkoumá stroj, který se skládá z paralelního modulu s 3 DOF a sériového naklápacího stolu se 2 DOF. Sériové řetězce dvou nebo více paralelních manipulátorů jsou popsány v [16] a v [17]. Další konfigurací je sériový manipulátor nesený kabelovou platformou paralelního pohybu [18]. Víceúrovňovou architekturu tvořenou paralelním manipulátorem a aktivní strukturou upevněnou na jeho platformu lze také použít pro potlačení vibrací [19]. V této aplikaci je konstrukce další platformy obvykle založena na piezo – pohonech s velmi nízkým zdvihem. Proto přidaná platforma nemá vliv na kinematiku celé struktury a ovlivňují se pouze vibrační vlastnosti. Směs tuhých prvků a kabelů (nemusí být nutně redundantní) se používá v manipulátorech inspirovaných endo/exoskelety zvířecích nohou. Sériová struktura

představuje kosti a kabely představují svaly. Podobné struktury (exoskelety) se často používají také k rehabilitačním účelům [20]. Typicky používají kabelové systémy umístěné mimo mechanismus – kostru. Zajímavý koncept je popsán v [21] a v [22]. Jedná se o sériový řetěz pasivních dvou článků poháněný paralelními kabely. Je zde však uvažován pouze jednoduchý rovinný případ a chybí obecná analýza různých struktur a konfigurací. Taková analýza je skutečně potřebná a důležitá, protože v hybridních sériových paralelních strukturách se kombinují nejen výhody, ale i nevýhody. Například sériová struktura přenášená paralelním kabelovým manipulátorem v [18] musí vzít v úvahu oba hlavní zdroje vibrací – flexibilitu v kabelech a malou tuhost sériového manipulátoru samotného.

Z tohoto důvodu je třeba se primárně zaměřit na oba kinematické řetězce podrobněji a pokusit se zlepšit jejich základní vlastnosti. Jak bylo popsáno v úvodu, jedná se nám hlavně o tuhost, pracovní/zástavbový prostor, přesnost a lehkost. Sériová struktura má problémy s tuhostí a tím i s přesností. Naopak PKM mají problémy s pracovním/zástavbovým prostorem. Pro nás zajímavou variantou jsou vláknové PKM, které tento problém nemají, vyvstává u nich však spousta jiných problémů, které je třeba vyřešit.

Zaměříme se tedy prvně na problémy spojené se sériovou strukturou. Zde díky vývoji v oblasti sensorové a odměřovací techniky je možné k obrábění a jiným manipulačním úlohám, kde je zapotřebí vysoké přesnosti, použití i této struktury. Jak už bylo uvedeno, jejich hlavní nevýhodou až doposud byla malá tuhost a s ní související malá přesnost. Také díky vývoji v oblasti řídicí techniky je možné do řídicího algoritmu zahrnout více proměnných. Zjednodušeně lze přidat senzory, které odměřují nepřesnosti v kloubech a poddajnosti ramen, a následně tyto chyby zahrnout do řízení a kompenzovat je pohony.



Obr. 1 Robot se sériovou strukturou

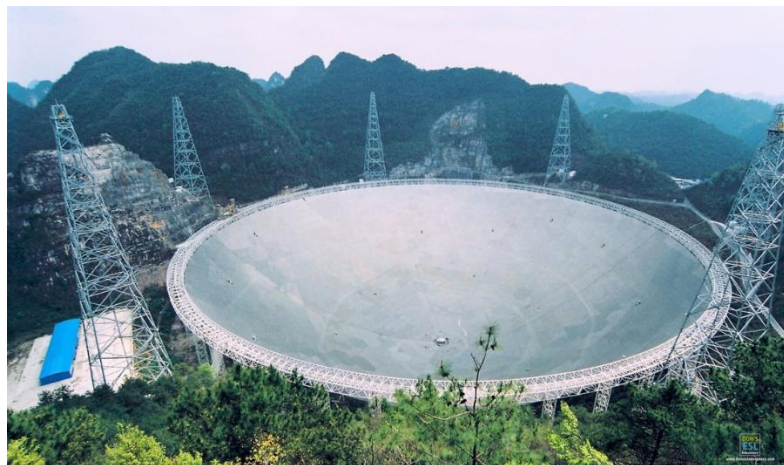
Takoví roboti by představovali slibnou, úspornou (jak z pohledu prostředků, tak zástavbového prostoru) a flexibilní alternativu pro obráběcí a přesné manipulační aplikace, pokud by bylo možné zvýšit jejich tuhost a přesnost polohování. Cílem je tedy dosáhnout zlepšení přesnosti koncového členu jednotlivých robotů s ohledem na jejich konstrukci, díky čemuž by bylo možné dosáhnout, například při obrábění, stejných výsledků jako u konvenčních obráběcích strojů. Za jejich menší přesností stojí řada příčin. Asi největší nevýhodou je, že díky konvenčním tuhým strojům jsou jejich pohyblivá ramena poměrně poddajná. To je ještě umocněno tím, že mají jinou poddajnost v jiných konfiguracích. Jak už bylo řečeno dříve, každá pohybová osa mechanismu má vlastní stupně volnosti, které jsou

umocněny délkou ramena a sériovou strukturou. Tyto stupně volnosti jsou způsobeny převážně nepřesností výrobních součástí, vůlí v uložení ložisek a jinými teplotními deformacemi jednotlivých konstrukčních prvků. Jinými slovy, jedná se o vůle v motorech a převodovkách. Bohužel těmto fenoménům není zcela možné se vyhnout, a tak je nutné, je co nejvíce odrušit. Základní teoretickou otázkou je, jak zvýšit efektivní tuhost koncového členu robota. Možností, jak toho dosáhnout, je vícero. Například vzít v potaz ohybové deformace ramen a poddajnosti v převodovkách při konstrukčním návrhu (například užitím vhodných pomocných struktur) a následně se tyto jevy snažit zahrnout do řídicího algoritmu. Bylo prozkoumáno mnoho konceptů pro dosažení tohoto cíle, ale žádný z nich nebyl zcela úspěšný. Jedním přímým řešením může být přidání ramen a pohonů do robota, který je kompletně přestavěn na hybridní obráběcí stroj. Dalším zkoumaným přístupem bylo použití měření kontaktních sil a ovládání robota pomocí silové zpětné vazby [23]. Hlavním problémem v tomto zkoumaném přístupu byla správná analýza signálu síly. Ve výzkumném projektu Advocut [24], [25] bylo prozkoumáno několik přístupů. Většina konvenčních robotů má odměřování polohy natočení jednotlivých os umístěno či přímo integrováno do jejich pohonů. Ovšem hlavním zdrojem poddajnosti robotů jsou vůle v převodovkách, které se nachází v kinematickém řetězci robota až za motorem, na straně poháněného ramena. Díky tomu konvenční snímání natočení tuto poddajnost nezachytí. Proto byly rotační snímače polohy integrovány do poháněného ramena až za převodovky. Problémem byla rychlost kontroly a kompenzace pouze části celkové poddajnosti [26]. Projekt Advocut se zaměřil na tyto problémy v souvislosti s obráběním vysokorychlostním řezáním (HSC) [27]. Analytické a experimentální stanovení souladu robotů bylo důkladně prozkoumáno [26]. Problémem analytického přístupu je nedostatečný odhad celkové poddajnosti i z důvodu toho, že se v průběhu procesu kvůli různým konfiguracím ramena mění. Oproti tomu problémem experimentálního přístupu je velké experimentální úsilí aplikovatelné pouze na konkrétního robota. Spočívá v měření sil působících na robota v průběhu procesu. I díky tomu je možné experimentální přístup aplikovat s jistotou pouze na daný proces a změna procesu toto měření částečně znehodnotí. Jiným přístupem je přímé měření koncového efektoru a/nebo nástroje takzvaného Tool Center Point (TCP) během požadovaného procesu. Několik projektů zkoumalo různé přístupy k přímému měření TCP. Například jeden takový přístup je zkoumán v části projektu EC MACH21 [5] a projektu BMBF ACCAT. Jedna část zkoumání byla věnována obecným obráběcím strojům, například přístupu μ -GPS v projektu Projat. Další zkoumání byla věnována konkrétně PKM, kde bylo zkoumáno různé použití dalších zařízení [28], [29]. Hlavním problémem těchto přístupů je nedostatečná přesnost měření TCP z důvodu použití sériových kinematických struktur s přidáním chyb senzoru. Dalším problémem je, že měřicí zařízení TCP určují pouze kartézskou polohu jednoho bodu (v 3 DOF), nikoli polohu těla koncového efektoru (v 6 DOF). Tyto přístupy byly aplikovány pouze na obráběcí stroje, nikoli na sériové průmyslové roboty provádějící obrábění. Výjimkou je PKM Tricept [30], kde se pro přímé měření TCP používají externí ramena, která nejsou silově zatěžována, ale opět je měřena pouze poloha ze 3 senzorů. Tento přístup k měření byl nicméně jedním z hlavních důvodů velkého úspěchu projektu Tricept. Tricept je ve skutečnosti úspěšný přechod mezi průmyslovým robotem, PKM a obráběcím strojem. Nabízí širokou ovladatelnost s přijatelnou přesností. Přesto musí Tricept napřed vyrobit první kus výrobku a korekce polohování musí být zavedena do řídicího programu až na základě externího měření daného vyrobeného obrobku.

PKM prokázaly svou převahu nad sériovými strukturami, popsanými výše, v mnoha mechanických parametrech včetně dynamiky a tuhosti. Na druhé straně poměr mezi efektivním pracovním a zástavbovým prostorem je obvykle výrazně horší. Vláknové varianty PKM mají oproti standartním jisté výhody i nevýhody. Nesporné je to především nižší hmotnost a lepší poměr pracovního/zástavbového prostoru. Jsou proto naší druhou zkoumanou oblastí. Vláknové mechanismy jsou poháněné vlákny místo táhly a pevnými tyčemi. Jak už bylo řečeno, to vede k výrazně nižší hmotnosti a s tím souvisí i velký rozsah pohybu a bezvůlové vlastnosti [7]. Dalším aspektem je snadná rekonfigurace. Jejich oblast použití sahá od manipulace s nákladem [31] a astronomických aplikací [32], [33] po humanoidní manipulátory [34] a hadovité manipulátory [35]. Typickými nevýhodami vláknových PKM jsou především relativně úzká kmitočtová šířka pásma jejich zpětnovazebního řízení a problémy s přesným umístěním koncového efektoru. Vlákna, která pohání primární platformu, vnáší do systému nižší frekvence, než na které jsme zvyklí v oblasti tuhých mechanismů. To přináší další výrazné prvky – složitost řízení a celkově vyšší pořizovací náklady. Ty jsou způsobeny tím, že vlákna nedokážou přenášet tlak. Syntéza řízení musí tedy počítat s tím, že lana musí být v každém okamžiku pohybu po trajektorii namáhaná tahově. Jinak by došlo k prověšení lana a následné nestabilitě mechanismu. To vede k dalšímu problému, a to že tyto mechanismy jsou ze zásady redundantní, aby se zajistila podmínka tahového namáhání všech vláken. Tedy mají více pohonů než stupňů volnosti, a to minimálně o jeden. Slibným výzkumným směrem pro řešení těchto problémů je koncept víceúrovňových mechanismů s hierarchickou strukturou složenou z paralelního vláknového mechanismu, který vykonává velké a pomalé pohyby a aktivní struktury spojené s platformou mechanismu pro malé a vysokofrekvenční pohyby [36]. Paralelní struktury sestávající se z vláken se zanedbatelnou tuhostí v ohybu musí řešit problém složitých příčných vibrací. Návrh vhodného modelu vláken je rozhodující z důvodu nelinearity, časové variability a složitých dynamických vazeb. Lze použít mnoho strategií modelování [37], [38], [39], [40], [41]. Přidané aktivní struktury jsou často realizovány pomocí piezo – pohonů, které mají sice malý rozsah, zato jsou schopny vysoce dynamických pohybů. Takové přístupy podporují vznik určité varianty sekundární platformy [42], [43]. Alternativou jsou například pohony pomocí voice-coil, které plní stejnou funkci rychlých dynamických pohybů, jsou ovšem výrazně těžší. Existuje také hybridní konstrukce aktivní struktury sloučením piezo – prvku v sérii s voice-coill cívkou a viskoelastickým prvkem [44]. Aktivní struktury se často používají jako aktivní vibroabsorbéry [43], [45], [46]. Existují i další možnosti potlačení vibrací vláknové platformy při pohybu. Jedním takovým způsobem, jak potlačit vibrace, je použití setrvačníků [47]. Dalším příkladem je zanesení vibrací přímo do řídicího algoritmu. Na tomto principu bylo vyvinuto několik metod plánování pohybu i pro redundantní [33] a podmíněčně neredundantní [48] struktury poháněné vlákny. Další studie se zabývají plánováním trajektorií v optimálním čase [49] a trajektorií v reálném čase [36]. Je třeba vzít v úvahu rychlostní meze pohybu vláken i udržení dostatečného napětí v nich [50]. Potřeba redundance pohonů u vláknových mechanismů má ale i pozitiva. Jedním z nich je, že díky redundanci akčních členů jsou schopné autokalibrace [4].

Dalším velkým problémem při tvorbě simulačních modelů je vysoká nelinearita způsobená poddajností vláken (kabelů) a třením, které může vést ke stejnému chování jako vůle v pohybovém aparátu stroje. Pro přesné polohování koncového efektoru TCP by měly být tyto nedostatky dostatečně ohlédány řízením a případně kompenzovány [51]. Oblast

zkoumaných budoucích aplikací kabelového PKM rychle roste ve vícero odvětvích. Rostou obrovské bezobslužné skladovací haly obsluhované právě vláknovými platformami. Mezi největší projekty patří Aperture Spherical Radio Telescope, který má 500 m v průměru. Originál i jeho 50m model se zabývají mnoha řešenými problémy.



Obr. 2 Aperture Spherical Radio Telescope [52]

Byly na něm studovány účinky dynamiky kabelů [53], [54]. Další výzkum se zabýval řízením polohy, které bylo zaměřeno na tříúrovňovou zpětnovazební smyčku [55] a také fuzzy PID přístup [56]. 50m model, který obsahuje aktivní gyroskopický stabilizátor, byl také kalibrován [57] s výslednou přesností polohování několik milimetrů v pracovním prostoru 10 m. Na opačném místě, co se rozměrů týče, než 500m široký radioteleskop je malý kabelem poháněný humanoidní manipulátor paže. Ten se ale zabývá stejnými problémy jako je sofistikovaná kalibrace [34], analýza chyb a kompenzace flexibility [58].

Na těchto příkladech je vidět, že na velikosti u vláknových mechanismů moc nezáleží. Jedná se pouze o délku, na kterou jsou primární platformy aktutovány, avšak problémy zůstávají stejné, pouze v jiných měřítcích. Nové koncepty manipulátorů poháněných kabely se stále vyvíjejí, např. hybridní redundantní manipulátor, který nahrazuje kabely systémem uzamykatelných spojů [35].

2.1. Sériová kinematická struktura

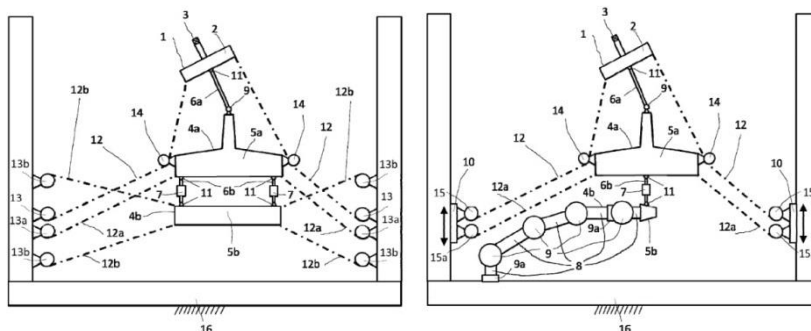
Jedním z cílů práce je prozkoumat nový přístup založený na redundantním měření polohy koncového efektoru robota. Prozkoumání nových konceptů přímého odměřování podél kinematické struktury robota a tím zvýšení jeho efektivní tuhosti a přesnosti koncového členu TCP zpětnou vazbou se znalostí přesné polohy. Navrhovaný přístup nabízí řešení výše uvedených problémů. Jmenovitě navržený přístup je založen na externím měřicím zařízení, na které nepůsobí síly v ramenech robota, s redundantním měřením obvykle na struktuře PKM. Ve skutečnosti se jedná o kombinaci dvou struktur. Jednoho tradičního robota nesoucího koncový efektor a druhého (PKM) provádějícího přímé měření polohy koncového efektoru. Tento přístup umožňuje posoudit všechny vlivy na nepřesnost polohy koncového efektoru a využít zvýšenou přesnost přístupnou redundantním měřením. Toto je založeno na předchozích velmi slibných výsledcích [59], [60], [61]. Princip redundantního měření byl odvozen [62], [63], [64] s důležitým zjištěním, že je nutné použít alespoň dva redundantní senzory (počet senzorů by měl být větší, než počet DOF alespoň o dva), aby účinně docházelo ke zlepšení přesnosti měření [61]. Redundanci senzorů lze snadno použít ve strukturách PKM [61]. Na základě těchto zjištění byl navržen koncept redundantního kalibračního a měřicího stroje RedCaM [62]. Tato koncepce prokázala, že přesnost měření polohy v prostoru (6 DOF) je stejně přesná jako přesnost jednoho snímače, tj. nedochází k žádným přidaným chybám od redundantních senzorů. Poměr mezi chybami určení prostorové polohy a chybami jediného senzoru je přibližně 1:1 [63], [64]. Nevýhoda přidaných chyb v sériových kinematických strukturách je odstraněna. Je také důležité, aby tento koncept umožnil určit polohu těla efektoru se všemi 6 DOF.

Otevřeným problémem je integrace takového redundantního měření do průmyslového robota pro dosažení dostatečně přesného měření polohy koncového efektoru s minimálním omezením jeho pohyblivosti a robustnosti měření při provádění jednotlivých operací. Dalším otevřeným problémem tohoto návrhu je vhodný koncept řízení zpětné vazby [65], [66], [67], [68] flexibilních robotů, který využívá redundantní měření pro efektivní zvýšení tuhosti a následně zvýšení přesnosti polohování a robustnosti během operací robota. Tyto otevřené problémy a následně jejich řešení, ať už ze strany návrhů konstrukce přídavného odměřování, nebo ze strany řízení, budou představeny v této práci

2.2. Paralelní vláknová kinematická struktura

Sekce práce věnující se zpřesnění paralelních kinematických struktur poháněných vlákny bude řešena na již vyrobeném a fungujícím experimentu HexaSphere [7]. Vlákny (kabely) řízená modifikace sférického mechanismu HexaSphere byla zpočátku teoreticky simulována v [69]. V [70] byla prezentována optimalizace tuhosti a dexterity vláknové struktury Octapod. Jak už bylo zmíněno, vlákna musí být namáhaná pouze tahem, proto vznikl nástroj, který toto umožňuje a zároveň zabraňuje zpětnému rázu [71]. Následně bylo zkoumáno a optimalizováno několik slibných variant mechanismů poháněných vlákny, které je možné sestavit v laboratorním prostředí a mohou posloužit jako demonstrátory reálných aplikací. Nejprve bylo vygenerováno a analyzováno mnoho topologických variant. Sada uvažovaných mechanismů zahrnovala varianty s rovinným pohybem, sférickým pohybem, prostorovým pohybem a s různými úrovněmi redundance pohonů. Na základě tohoto

výzkumu byla připravena patentová přihláška [72]. Tato aplikace zahrnuje také několik počátečních konceptů s víceúrovňovou povahou (Obr. 3) a interními pohony.



Obr. 3 Některé ideje víceúrovňových mechanismů s interními pohony [72]

Podrobně byl prozkoumán sférický vláknový mechanismus QuadroSphere se čtyřmi pohony. QuadroSphere byl navržen, optimalizován a následně byl vytvořen funkční laboratorní model. Obsahuje čtyři pohony a tři rotační senzory v centrálním kulovém kloubu [73]. Navržené a zkoumané použití klouzavého režimu řízení pohybu (sliding mode control) [74] umožňuje přímo kombinovat požadavek na bezvůlovou podmínku se silovou zpětnou vazbou. Kromě této speciální verze použití řízení s kluzavým režimem řízení bylo zkoumáno i použití dalších robustních metod řízení (H^∞). Další zlepšení dynamických vlastností mechanismů poháněných kabelem je možné pomocí hierarchických strukturovaných víceúrovňových mechanismů. Tož je jedním z cílů této práce, přitom bude řízení zaměřeno na robustní syntézu H^∞ .

2.3. Uvažované koncepty řízení přidané hodnoty robotů a vláknových PKM

Moderní přístup k určení dosažených výsledků řízení zpětnovazební smyčky (close-loop) je měřit velikost určitých matic přenosu zpětnovazební smyčky pomocí různých maticových norem. Maticové normy poskytují měřítko toho, jak velké se mohou získat výstupní signály pro dané vstupní signály. Optimalizace těchto typů výkonnostních cílů nad sadou stabilizačních regulátorů je hlavním směrem nedávné teorie optimálního řízení, jako je L^1 , H^2 , H^∞ . Proto je důležité pochopit, kolik typů řídicích cílů lze považovat za minimalizaci přenosových funkcí ve zpětnovazební smyčce. Metody jako H^2 (tj. "H-dva") a H^∞ (tj. "H-nekonečno") se používají v teorii řízení k syntéze kontroleru za účelem dosažení stabilizace se zaručeným výsledkem. Jedná se tedy o robustní přístup k syntéze řízení. Při použití metod H^2 a H^∞ je vyjádřen problém řízení jako problém matematické optimalizace a poté je nalezen regulátor, který tuto optimalizaci řeší. H techniky mají výhodu oproti klasickým kontrolním technikám v tom, že jsou snadno aplikovatelné na problémy zahrnující vícerozměrné systémy s křížovým spojením mezi jednotlivými vstupy a výstupy. Mezi nevýhody H technik patří úroveň matematického porozumění potřebná pro jejich úspěšné uplatnění a potřeba přiměřeně dobrého modelu systému, který má být řízen. Je důležité mít na paměti, že výsledný regulátor je pouze optimální s ohledem na předepsanou cílovou funkci. Nemusí nutně představovat nejlepší řešení, pokud jde o obvyklá výkonnostní kritéria používaná k vyhodnocení regulátorů, jako je doba ustálení, potřebná energie atd. Tyto metody byly zavedeny do teorie řízení koncem sedmdesátých a začátkem osmdesátých let Georgem Zamesem [75], J. Williamem Heltonem [76] a Allenem Tannenbaumem [77].

Pro návrh řízení je možné použít HIFOO (H-infinity Fixed Order Optimization). "HIFOO je veřejný balíček pro program Matlab, který se zaměřuje na návrh a stabilizaci lineárního regulátoru daného řádu pro lineární systém ve standardní konfiguraci stavového prostoru při minimalizaci H^∞ normy zpětnovazební smyčky" [78], [79]. Regulátor představuje pro daný systém nejlepší lokální regulátor. Je nutné si uvědomit, že jde o lokální optimalizaci. Výsledek optimalizace rozsáhlého systému nikdy nezaručuje, že bude nejlepší v celkovém měřítku. Kvazi-Newtonův algoritmus (BFGS), který se používá v počáteční fázi optimalizace, je navržen tak, aby našel místní minimum. Jiné metody ("local bundle phase and gradient sampling") kontrolují přesnost dosaženého minima. Jiným nástrojem (který funguje na stejném principu, jen s jinou syntaxí), který se zabývá návrhem H^2 a H^∞ , může být přímo integrovaný návrh regulátoru do programu MATLAB hinfstruct [80]. Tento algoritmus používá specializované nonsmooth techniky k zajištění zpětnovazební stability a minimalizaci H^∞ normy jako funkce laditelných parametrů. Tyto techniky jsou popsány v práci Apkariana a Nolla [81]. Hinfstruct vypočítá H^∞ normu pomocí algoritmu [82] a výpočtů zachovávajících strukturu vlastních tvarů a čísel z knihovny SLICOT. Další informace o knihovně SLICOT lze nalézt na webu [83]. Metodika návrhu H^∞ nabízí efektivní algoritmy pro získání zákonů řízení s více proměnnými a stanovením požadavků na frekvenční odezvu ve zpětnovazební smyčce. Strukturované H^∞ je tedy zaměřeno na řešení problémů se stabilitou pevného řádu a optimalizací výkonu. Tento přístup byl použit např. v [84], kde autoři porovnávají SISO, H^∞ a μ syntézu z hlediska robustnosti a výkonu. Prezentované regulátory mohou výrazně zvýšit tlumení a zlepšit dynamické chování [85]. Řád řízeného systému je ale shodný s upraveným systémem pro syntézu řízení (Augmented plant – „AG“), obsahujícím původní systém a váhové filtry, které jsou

pro návrh zásadní. To obvykle vede k vysokému řádu regulátoru se silným negativním dopadem na implementaci a experimentální doladění. Z tohoto důvodu, např. [86], byla předložena metoda redukce řádu regulátoru, což je jeden z možných způsobů, jak získat regulátor s přiměřenou složitostí. Nicméně ztráta nebo zhoršení výkonu a/nebo stability zpětnovazební smyčky je často nežádoucím efektem spojeným s tímto přístupem. Díky nejnovějším strukturovaným výsledkům syntézy H^∞ , viz např. [81], [79], je možné přímo přijímat parametry takových regulátorů se sníženým řádem, čímž se minimalizuje H^∞ norma s omezenou složitostí regulátoru.

2.4. Laserové odměřování více stupňů volnosti na robotech a podobných mechanismech

Laserové odměřování a měření najdeme dnes takřka všude, od velice přesného polohování mikroelektroniky po čidla dveří. Také při jakékoli strojové výrobě či manipulaci je odměřování, ať už laserové či jiné, jejich nezbytnou součástí. Pro průmysl jsou stěžejní otázky přesnost, rychlost a výkon. Stroje a manipulátory se dělí podle kinematického uspořádání na sériové a paralelní. Sériové stroje jsou obecně rychlejší, mají menší nároky na řízení a menší zástavbový prostor vůči pracovnímu prostoru. Díky větší poddajnosti a sériové deformaci mají ovšem také nižší přesnost. Paralelní stroje a manipulátory mají naopak větší tuhost a díky tomu lepší přesnost, přesněji menší deformace ramen. Jsou ale obecně robustnější, tedy těžší, pomalejší a mají horší poměr zástavbového prostoru vůči pracovnímu. Vzhledem k redundantním pohonům kladou i větší nároky na řízení. Pro přesné měření strojů je velmi důležitý vývoj měřicích systémů ve více stupních volnosti (multi-DOF), jelikož každá osa všech strojů má šest stupňů volnosti (6 DOF). V závislosti na konstrukci osy může mít primárně jeden, dva nebo i tři dominantní a primární stupně volnosti. Ostatní DOF jsou většinou pohybové chyby, také nazývané geometrické v důsledku výrobních tolerancí a chyby montáže. Hlavní jsou tři lineární a tři úhlové chyby. Konstrukční návrhy nejpřesnějších strojů, jako jsou obráběcí stroje a souřadnicové měřicí stroje (CMM - „coordinate measuring machines“), mají vlastní mikro chyby, které Abbe [87] definuje tak, že pokud se měří tyto chyby, měřicí zařízení musí být uspořádáno tím způsobem, aby měřená vzdálenost byla lineárním prodloužením etalonu používaného jako měřítko (co se týče optiky, tedy vlnové délky měřicího laseru). Bryan [88] dále zobecnil interpretaci, že pokud Abbeho zásada není možná dodržet v návrhu systému, musí být buď posuvný prvek, který vykonává pohyb, prostý úhlového pohybu nebo musí být úhlový pohyb měřen tak, aby ho bylo možné kompenzovat pomocí řízení. Metody zkoušení přesnosti obráběcích strojů byly navrženy v některých dobře známých knihách v rané fázi jako pokyny [89], [90]. ISO také specifikuje standardní metody testování obráběcích strojů a přesnosti CMM ([91], [92], [93]). Jsou to metody pro měření hlavně jednoho stupně volnosti (1 DOF) nebo pro měření dvou stupňů volnosti (2 DOF). První přístroj založený na laserovém interferometru pro měření pěti geometrických chyb byl vyvinut ve firmě Hewlett Packard [94]. Vždy se ale mohl specifikovanou optikou měřit pouze 1 DOF. Zvláštností takových druhů laserových interferometrických systémů je schopnost měřit objekt pohybující se mimo rovinu. Jinými slovy, reflexní zrcadlo se musí pohybovat podél své normálové osy. Technické přehledy optických metod dostupných pro rozměrovou metrologii laserovými interferometrickými systémy pro nástroje ve velkém měřítku a CMM shrnuje Schwenke [95], Estler [96] a Slocum [97]. Pro základní tříosý stroj představuje měření celkem 21 geometrických prvků časově několik dní, což je velmi náročné. Pokud je čas příliš

dlouhý, variování okolních podmínek ovlivní strukturu stroje stejně jako měřené výsledky. Potřeba MDFM (multi-degree-of-freedom-measurement – měření více stupňů volnosti) pro rychlou kalibraci přesnosti stroje byla předmětem studia od roku 1990. Hlavním přístupem je rozdělení paprsku laserového interferometru do dvou nebo tří paralelních paprsků, které se odrážejí zpět pomocí odpovídajících zrcadel, koutového odražeče (CCR - Corner-Cube-Reflector či jen CR – Corner-reflector), namontovaných na pohybující se platformu. Přímost nebo úhlové chyby platformy se projeví v příčném posunu nebo v nakloněném úhlu navrácených paprsků, které mohou být detekovány detektory citlivými na polohu nebo autokolimačními sadami. Typické příklady měřících systémů 6 DOF byly navrženy Shimizu [98] pro obráběcí stroje v roce 1994 a Huang [99] pro CMM v roce 1995. Následně bylo vydáno mnoho dalších prací a studií o laserových interferometrech založených na MDFM systémech v různých optických konfiguracích pro různé aplikace. Kromě trendu založeného na laserovém interferometru MDFM systému, je další trend založen na laserové mřížce enkodéru, také nazývaný mřížkový interferometr. V roce 1992 Teimel popsal provozní princip a charakteristiky mřížkových interferometrů [100]. Je známo, že laserová vlnová délka je citlivá na okolní podmínky a měla by být upravena s ohledem na index lomu vzduchu [101], [102]. V porovnání s konvenčním laserovým interferometrem má laserový mřížkový enkodér zvláštní rys, detekuje Dopplerův posun dvou difrakčních paprsků při posunu mřížky kolmo k laserovému paprsku a ve směru rozteče mřížky čili posun v rovině. Jinými slovy, rošt musí být posunut ve směru kolmém na jeho normálovou osu. Avšak kvůli nevyhnutelným chybám pohybu 6 DOF mřížky, jsou generované difrakční paprsky také citlivé k přímosti a úhlovým pohybům mřížky. Na základě tohoto jevu, detekování změny laserové stopy v odpovídající snímané poloze každého z difrakčních paprsků, je možné MDFM systém vytvořit. V praxi je obtížné vyrobit mřížku o velké velikosti, obvykle je tedy připevněna k přesným strojům o středních až malých velikostech. Tento druh laserového mřížkového enkodéru MDFM je vyvíjen od roku 2000 [103]. Některé typické příklady jsou shromážděny v psané knize od Gao v roce 2010 [104]. Od této chvíle se laserové měření pro robotiku, obrábění a přesné polohování vyvíjí velice razantně. Většina výzkumu, zaměřená na měření primárního stupně volnosti pohybové osy používá jedno nebo dvou dimenzionální polohové snímače (PSD) spolu s laserovou diodou, laserový interferometr, optický enkodér, triangulační laser, snímač posunutí atd. PSD může uspokojit požadavky na měření i multi-DOF, jak bylo popsáno výše, ale jedno PSD může zachytávat pouze jeden laserový bod. Proto je multi-DOF měření na bázi PSD obecně velmi prostorově náročné. V posledních letech slouží zobrazovací systémy na strojních aplikacích i k zobrazování části profilu (např. on-line měření profilu, opotřebení rezného nástroje). Některé studie používají PSD jako zobrazovací snímač, to však limituje použití pouze jednoho laserového paprsku na jeden snímač. Obecně platí, že zobrazovací snímače obsahují CCD snímač a snímač CMOS. To je také jeden z typů PSD, avšak jeho doba odezvy je větší než u konvenčního PSD. Obvykle se díky vysoké přesnosti a rozlišení používají pro fotografii. Pro funkci on-line snímače by musel být u snímače velký zobrazovací prostor, a to je velice drahé. V posledních letech jsou velkoplošné CMOS snímače levnější z důvodu neustálého zlepšování polovodičové techniky a jejich rozsáhlému použití právě ve fotoaparátech. Obrazový snímač může snímat více laserových paprsků a šum a linearita jsou lepší než u běžného PSD. Zatímco šum konvenčního PSD se zvyšuje s přírůstkem plochy, u obrazového snímače tomu tak není. Díky vývoji optické odměřovací techniky, je možné osadit konvenční stroje laserovým odměřováním pro zpřesnění jejich

operací. Nicméně, jak je uvedeno výše, má to své limitující prvky. Z těchto důvodů je proto zapotřebí vyvinout odměřovací multi-DOF systém s dostatečně krátkou odezvou, malými nároky na zástavbový prostor a minimalizací chyb senzorů. Při vývoji laserového redundantního odměřování je nutno vzít v potaz několik problémů a skutečností, které lze sepsat v bodech:

- 1) Jaká je zvolená kinematická struktura (sériová, paralelní)
- 2) Robustnost řízení
- 3) Omezení chyb z důvodu přerušení laserového paprsku
- 4) Dostatečná přesnost měření.

2.5. Shrnutí stavu problematiky a otevřené problémy

Výše byly popsány jednotlivé problémy jak u sériových struktur, tak u PKM. Cílem práce je vytvořit mechanismy s přídavnými prvky zlepšující jejich vlastnosti s minimálním omezením jejich pracovního prostoru. Celkově jsme se zaměřili na lehké mechanismy s dobrým poměrem mezi pracovním a zástavbovým prostorem. Z rešerše vyplynulo, že se jedná o mechanismy se sériovou strukturou a specifickým případem PKM – vláknové PKM. Jelikož každý z těchto mechanismů potřebuje k jeho dalšímu zpřesnění jiný přístup, rozdělili jsme popsání dosavadního stavu poznání pro jednotlivé případy zvlášť. Z toho vyplynulo, že sériové struktury mají velký potenciál v motorech a doplnění aktuování již nepřináší větší užitek. Potřebují tedy spíše odměřovat poddajnosti jednotlivých elementů a zahrnout je do standartního řízení. Naopak nedostatkem u vláknových PKM jsou poddajnosti vláken, které se měří těžko, a větší užitek tomuto stroji tedy přináší víceúrovňový mechanismus. Zde tedy vláknová platforma vykonává velké pohyby a vlákna způsobují nepřesnosti koncového bodu, které jsou následně kompenzovány přidanou aktivní platformou.

3. Cíle práce

V předchozí kapitole byly popsány možnosti bezkontaktního odměřování lasery, které se dnes běžně používají nejen v průmyslové výrobě, ale i v běžném životě. Dále byly popsány užívané přístupy ke zpřesňování strojů se sériovou kinematickou strukturou anebo s paralelní kinematickou strukturou.

U sériových struktur, při zpřesňování přídavným odměřováním, často dochází k zahrnutí do řídicího algoritmu pouze poddajnosti převodovek. Ovšem studie prokázaly, že poddajnost ramen je taktéž nezanedbatelná. Proto byly vyvinuty postupy, které poddajnost ramen započítávají. Jednalo se především o matematické modely, které předpočítávají řeznou sílu u obráběcích robotů a následně ji kompenzují motory pouze u jednoho výrobního postupu. Nebo se jednalo o výrazné omezení pracovního prostoru přidanou strukturou. Dále byly úspěšné projekty, u kterých byly do řízení zahrnuty pouze poddajnosti převodovek a poddajnosti ramen dorovnával obrobek upnutý na aktivní stůl. Ovšem komplexní odměřování podél struktury robota a zahrnutí všech jeho poddajností do jednoho řídicího algoritmu je zatím otevřené téma, které se s vývojem odměřovací techniky stále více diskutuje.

U vláknových paralelních struktur, které se začínají stále více využívat, je problémů s řešením nepřesnosti koncového členu ještě daleko více než u sériových struktur. Je to především proto, že vlákna přináší do systému nižší frekvence, než na která jsou uživatelé tuhých strojů zvyklí a velice těžko se modelují. Dále také z důvodu pohánění platformy na velkou vzdálenost, problémy se zpětnovazebním řízením (odměřováním koncového členu) a v neposlední řadě nutnosti mít stroj s redundancí pohonů (díky možnému namáhání lan pouze tahem), což vede ke složitějším zákonům řízení. Jak bylo popsáno v předešlé kapitole, vývoj v této oblasti jde velice rychle kupředu a přístupy ke zpřesňování se ubírají od čím dál dokonalejších modelů, přes přídavné odměřování až po přidané struktury. Ovšem oblast přidaných struktur a zapojení zpětnovazebního řízení je nejméně prozkoumanou. Zpětnovazební řízení přináší omezení pracovního prostoru, ale může přinést i spoustu pozitiv. Ať už se jedná o kalibraci vláknového mechanismu nebo o jeho výrazné zpřesnění a odrušení kmitání v lanech.

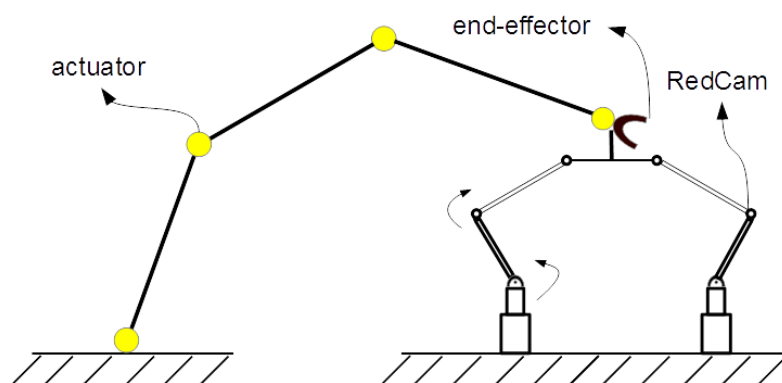
Na základě provedeného rozboru současného stavu poznání si tato disertační práce klade za cíl vyvinout a rozpracovat konkrétní koncepty využití přídavných senzorů a přídavných aktuátorů pro zlepšení dosažitelné přesnosti a pracovní rychlosti robotů a manipulátorů při důrazu na rozsah a variabilitu pracovního prostoru. Koncept přídavných senzorů je zkoumán a vyvíjen pro sériové robotické mechanismy s obecně velkým pracovním prostorem. Koncept přídavných aktuátorů pak pro paralelní vláknové (lanové) robotické mechanismy, které v kategorii paralelních mechanismů nabízejí obvykle největší pracovní prostor se snadnou adaptivitou. Pro naplnění tohoto globálního cíle jsou vytyčeny následující dílčí cíle.

1. Navrhnout a zkoumat vhodné koncepty přídatného odměřování pro sériovou strukturu robotického typu, které zlepší dosažitelnou přesnost řízení pohybu a neomezí pracovní prostor.
2. Vyvinout vhodné řízení s použitím vybraného přídatného odměřování sériové struktury, otestovat ho na detailním simulačním dynamickém modelu a částečně i na experimentálním demonstrátoru.
3. Navrhnout a rozvinout koncept přídatných aktuátorů pro zlepšení přesnosti řízení pohybu výkonného členu lanového paralelního mechanismu při rychlých pohybech, včetně optimalizace mechanických vlastností vzniklé přidané struktury.
4. Vyvinout vhodné řízení víceúrovňového lanového mechanismu s přídatnými aktuátory a otestovat ho na detailním simulačním dynamickém modelu a částečně i na experimentálním demonstrátoru.

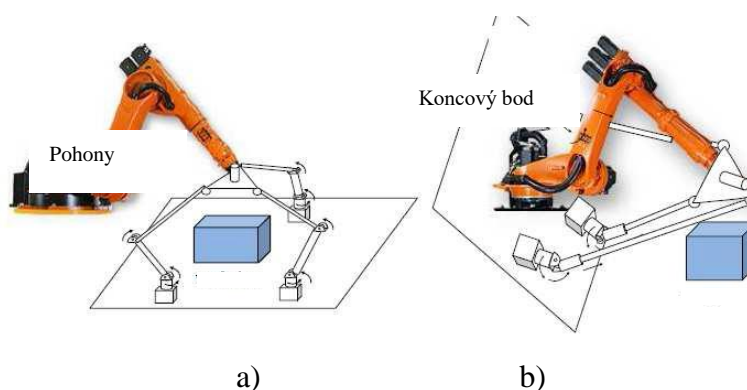
4. Sériová struktura

V této kapitole a jejích podkapitolách se bude postupně řešit první a druhý dílčí úkol práce. Nejprve, přímo související s bodem jedna z cílů práce (kapitola 3), budou rozebrány koncepty řešení redundantního odměřování na sériové kinematické struktuře. Budou představeny jednotlivé návrhy odměřování koncového bodu robota. Po zvážení jejich výhod a omezení pracovního prostoru robota bude vybrán výsledný koncept, se kterým se bude dále pracovat. Dále také bude představena odměřovací technika, se kterou se bude provádět experiment, a to nejen na sériové struktuře, ale i na vláknové PKM.

Nevýhody používání robotů se sériovou kinematickou strukturou byly zmíněny v úvodu. Je to především poddajnost ramen a převodovek. Tyto nevýhody jsou však kompenzovány velkým rozsahem pracovního prostoru, větší pohyblivostí a zpravidla také nižšími pořizovacími náklady. K tomu, aby se zlepšila jejich přesnost, se využívá několik zkoumaných přístupů (kapitola 2.1). Proto byl vymyšlen přístup, který tyto metody spojuje. Snahou je odměřit, ať už přímo nebo nepřímo, poddajnosti robota a následně je v reálném čase kompenzovat skrze řízení motory. Tento přístup je velice komplexní a pro použití v této práci bylo připraveno několik metod odměřování. Při výsledném výběru metody je třeba brát v úvahu nejen její přínos k přesnosti robota, ale i její omezení pracovního prostoru.



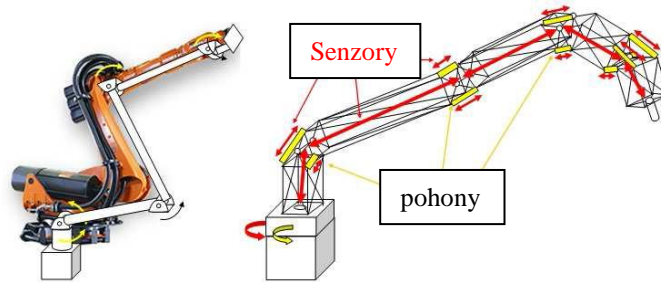
Obr. 4 Měření se systémem RedCam



Obr. 5 Koncepty odměřování

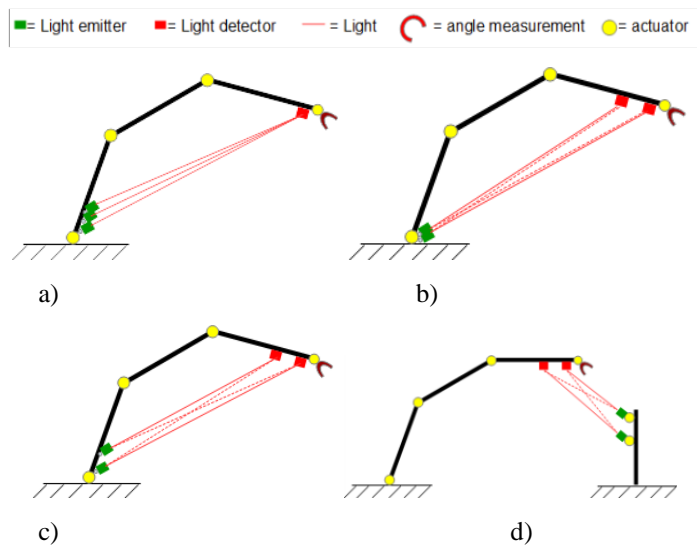
První konfigurace byla odměřovat koncový bod přímo. Tento přístup dává přesnou polohu koncového bodu bez sčítání chyb podél měřicího řetězce a teoreticky je nejpresnější.

Tato konfigurace ale ve veliké míře negativně ovlivňuje pracovní rozsah robota. Obměnou odměřování koncového bodu paralelní strukturou je „obestavení“ robota měřicí strukturou (Obr. 5). Tato metoda omezuje pohyb robota méně než odměřování přímo koncového bodu, nicméně je ale obecně robustnější, tedy těžší, pomalejší a má horší poměr zástavbového prostoru vůči pracovnímu. Přídavná měřicí struktura zatěžká ramena robota, a tím mu ubírá pohyblivost. Výsledná chyba polohy koncového bodu je dána součtem všech chyb jednotlivých měřících prvků [105].



Obr. 6 Koncept s implementovaným měřícím systémem

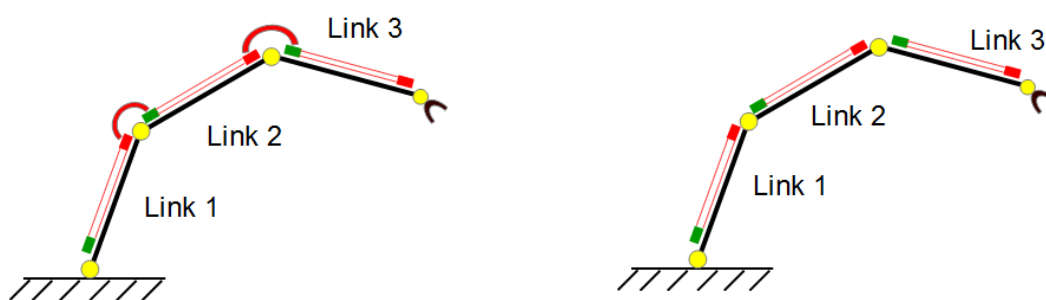
Odměřování přímo koncového bodu, a současně menší omezení pro pracovní prostor, tvoří konfigurace odměřování lasery a PSD nebo CCD prvky. Nicméně toto odměřování je náchylné na plánování trajektorie tak, aby se nepřerušil laserový paprsek a nedošlo ke ztrátě signálu (Obr. 7, Obr. 8). Proto byl představen koncept, na kterém se teorie zkouší (Obr. 9) [106, 107]. Pro tento koncept je riziko přerušování signálu v pracovním prostoru minimální stejně jako váha, kterou rameno robota musí nést. Dochází tu ale opět ke sčítání chyb jednotlivých senzorů.



Obr. 7 Rovinný koncept měření laserem



Obr. 8 Prostorové měření LT

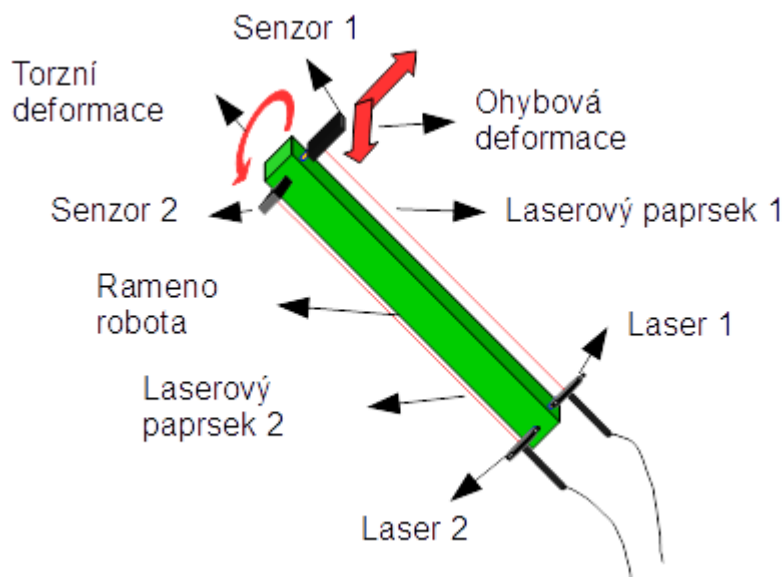


Obr. 9 Rovinný koncept měření jednotlivých prvků ramene

4.1. Zvolený koncept přídavného odměřování

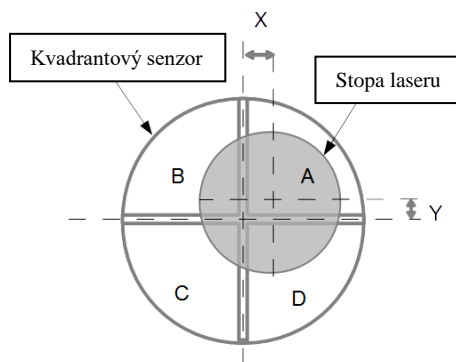
Pro experimenty byla vybrána měřící technika, která se sestává z 4-kvadrantových diod, tvořených PSD prvky, a vhodných laserových zdrojů. Jelikož kvadrantové diody mohou

měřit pouze změnu ve dvou směrech, musíme na každé rameno použít dvě sestavy čidlo-laser, aby bylo možné odměřovat jak ohyb nosníku, tak krut (Obr. 10).



Obr. 10 Návrh odměřovacího mechanismu poddajnosti ramena

4-kvadrantový senzor se skládá z fotodiod (kvadrantů) A, B, C, D (Obr. 11). Tyto kvadranty jsou shodné a oddělené od sebe malou mezerou. Princip měření spočívá v přeměně světelné energie na elektrickou na každém kvadrantu I_a , I_b , I_c a I_d , a následně převedením operačním zesilovačem na napětí V_a , V_b , V_c a V_d . Generované napětí je proporcionalní světelné energii dopadající na jednotlivé kvadranty.



Obr. 11 4 - kvadrantový senzor

Pro správné měření je tedy zapotřebí, aby stopa laseru měla přesný kruhový tvar s rovnoměrně rozděleným světelným výkonem. Obecně se stopa laseru může dostat kamkoli v rozsahu čidla. Je však třeba dbát na to, aby byl průměr laserové stopy dostatečný. Senzor dosahuje přesnosti $10 \mu\text{m}$, ale jen v pozicích blízkých středu, a měří pouze, pokud jsou ozářeny všechny PSD prvky. Když dojde k „vyjetí“ stopy laseru z jednoho či více kvadrantu, je k dispozici pouze informace, v jakém kvadrantu se čidlo nachází, ale není známa jeho přesná poloha od středu. Je proto nezbytné analyzovat použití takového čidla, zdali se nepřesáhne jeho měřící rozpětí. Před měřením je potřeba čidlo nastavit tak, aby se

dopadající světlo rozdělovalo stejnoměrně na jednotlivé kvadranty. Tedy aby výstupní napětí mělo stejnou hodnotu, neboli $V_a = V_b = V_c = V_d$. Toho je dosaženo pouze tehdy, pokud laserová stopa (kruhového tvaru s rovnoměrně rozloženým světelným výkonem) dopadá přesně doprostřed středu mezer rozdělujících senzory, tedy $x = y = 0$. Změna polohy laseru v x-ové či y-ové ose bude poté detekována jako relativní změna mezi výstupními proudy [106]

$$\begin{aligned} E_x &= K_x \frac{(I_a + I_d) - (I_b + I_c)}{I_a + I_b + I_c + I_d} = K_x \frac{(V_a + V_d) - (V_b + V_c)}{V_a + V_b + V_c + V_d} \\ E_y &= K_y \frac{(I_a + I_b) - (I_c + I_d)}{I_a + I_b + I_c + I_d} = K_y \frac{(V_a + V_b) - (V_c + V_d)}{V_a + V_b + V_c + V_d}. \end{aligned} \quad (1)$$

Kde K_x a K_y jsou korelační koeficienty příslušné x-ové a y-ové osy. Pro prvotní experimenty, bez reálného experimentátoru, bylo potřeba vytvořit model snímací soustavy zdroj laseru-čidlo. Pro vytvoření matematického popisu soustavy je potřeba uvažovat dva problémy. První představuje energii dopadajícího paprsku na každý PSD prvek, která by měla být rovnoměrně rozložená, druhý je tvar průřezu paprsku, který by měl být kruhový. Reálně laserový paprsek tyto vlastnosti nemá, ale pro simulaci provedeme zjednodušení a uvažujeme tyto dva předpoklady jako splněné. Poté je energie každé ozářené plošky vyjádřena rovnicemi

$$\begin{aligned} S_a &= \frac{\pi * r^2}{4} + xy + \frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} + \frac{y}{2} \sqrt{r^2 - y^2} \\ &\quad + \frac{r^2}{2} \left[\sin^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) + \sin^{-1} \left(\frac{y}{r} \right) \right] \\ S_b &= \frac{\pi * r^2}{4} - xy - \frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} + \frac{y}{2} \sqrt{r^2 - y^2} - \frac{r^2}{2} \left[\sin^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) + \sin^{-1} \left(\frac{y}{r} \right) \right] \\ S_c &= \frac{\pi * r^2}{4} + xy - \frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} - \frac{y}{2} \sqrt{r^2 - y^2} - \frac{r^2}{2} \left[\sin^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) + \sin^{-1} \left(\frac{y}{r} \right) \right] \\ S_d &= \frac{\pi * r^2}{4} - xy + \frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} - \frac{y}{2} \sqrt{r^2 - y^2} \\ &\quad + \frac{r^2}{2} \left[\sin^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) + \sin^{-1} \left(\frac{y}{r} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

Kde S_a, S_b, S_c, S_d jsou plochy ozářené paprskem jednotlivých kvadrantů, x a y jsou odchylky od středu senzoru a r je poloměr paprsku. Změnu polohy lze poté také vyjádřit jako relativní změnu mezi ozářenými plochami

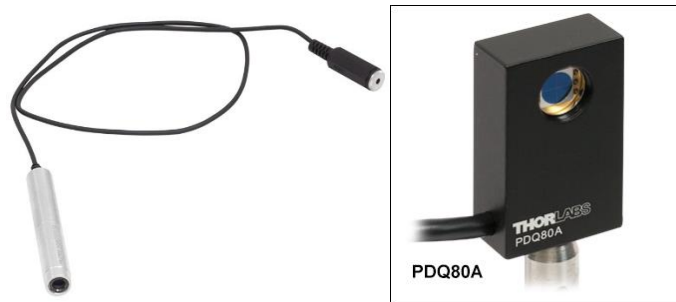
$$\begin{aligned} E_x &= K_x \frac{(I_a + I_d) - (I_b + I_c)}{I_a + I_b + I_c + I_d} = K_x \frac{(S_a + S_d) - (S_b + S_c)}{S_a + S_b + S_c + S_d} \\ E_y &= K_y \frac{(I_a + I_b) - (I_c + I_d)}{I_a + I_b + I_c + I_d} = K_y \frac{(S_a + S_b) - (S_c + S_d)}{S_a + S_b + S_c + S_d}. \end{aligned} \quad (3)$$

Když dosadíme (2) do (3) dostaneme matematické vyjádření 4- kvadrantové diody počítající s korelačními koeficienty a jednotlivými ozářeními plochami

$$E_x = K_x \frac{(S_a + S_d) - (S_b + S_c)}{S_a + S_b + S_c + S_d} = K_x \frac{1}{\pi r^2} \left[2x\sqrt{r^2 - x^2} + 2r^2 \sin^{-1} \left(\frac{x}{r} \right) \right]$$

$$E_y = K_y \frac{(S_a + S_b) - (S_c + S_d)}{S_a + S_b + S_c + S_d} = K_y \frac{1}{\pi r^2} \left[2y\sqrt{r^2 - y^2} + 2r^2 \sin^{-1} \left(\frac{y}{r} \right) \right]. \quad (4)$$

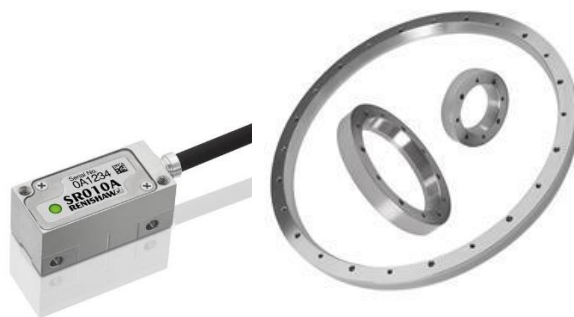
Pro odměřování byly vybrány senzory od firmy THORLABS a k nim příslušné laserové diody s ohledem na požadavky čidla (Obr. 12). Tedy s průměrem stopy paprsku 3,5 mm kruhového tvaru, optickým výkonem 0.9 mW a vlnovou délkou 532 nm (Obr. 12). Laserové odměřování deformace ramena je výhodné pro jeho malou hmotnost a přesnost. Nicméně k nevýhodám patří možnost ztráty signálu (například přerušeni kabelem) či jeho velkého rušení. Z měření vyplynulo, že i když má laser relativně velkou vlnovou délku a vysoký výkon, tak je měření znatelně ovlivněno okolními světelnými podmínkami. Proto bylo třeba lasery od okolního světla odstínit zábranou.



Obr. 12 Laserová měřící technika

(zdroj: <https://www.thorlabs.com> - 2016)

Pro odměřování natočení ramen byla použita měřící soustava od firmy RENISHAW (Obr. 13). Tuto soustavu tvoří bezkontaktní inkrementální čidlo (takže nedochází k vnášení dalších odporů do systému robota) a kotouč s ryskami po 20 μm. Odměřování se provádí pomocí měřícího kotouče, který je upevněn na struktuře robota mezi poháněným ramenem a převodovkou. Zde je potřeba dbát při konstrukci na přesnou sousost měřícího kroužku s osou otáčení kloubu.



Obr. 13 Měřicí soustava Renishaw

(zdroj: <http://www.renishaw.cz> - 2016)

Pro odměřování koncového bodu pro ověření zvýšení přesnosti bude použit LT Leica, který je schopen měřit v prostoru ve třech osách s přesností desítek μm (Obr. 14).



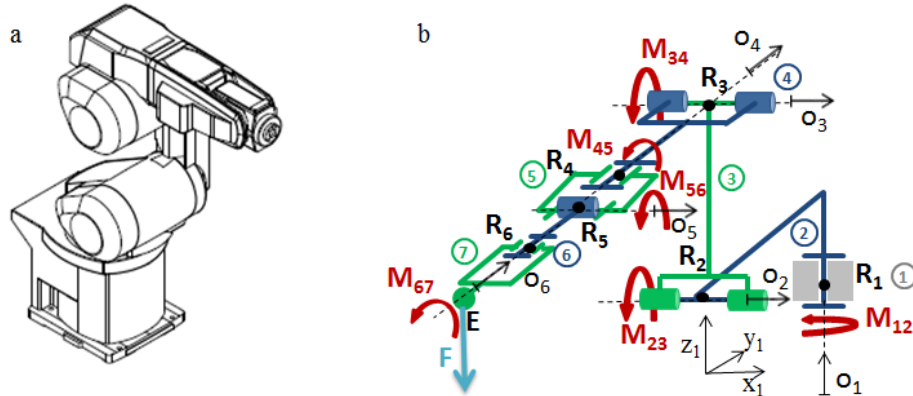
Obr. 14 Leica Laser Tracker

4.2. Simulační model robotického sériového řetězce

V této a následujících podkapitolách se řeší 2. z cílů práce (kapitola 3). Nejdříve je představeno sestavení detailního poddajného modelu robota se zahrnutým přídatným odměřováním. Následně je na tomto modelu vyvinuta a ozkoušena syntéza řízení. Regulátor je složen z metody Computed Torques a kompenzačním regulátorem měřených poddajností H^∞ . V závěru této sekce jsou představeny výsledky z měření.

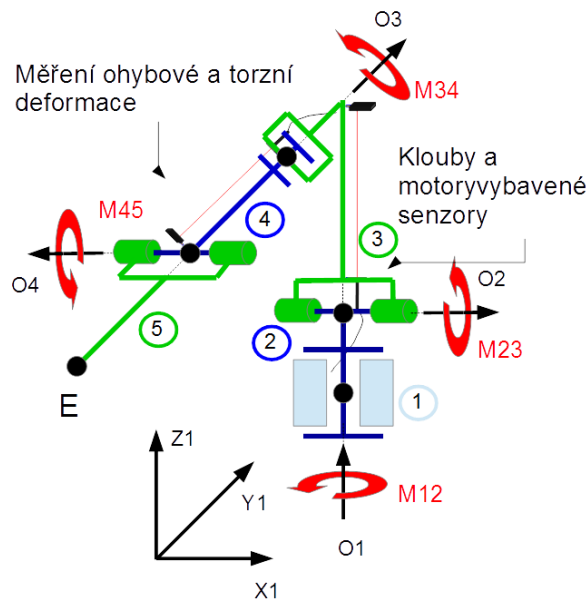
Pro zpřesnění koncového bodu robota bylo nejprve nutné vytvořit komplexní dynamický poddajný model robota [108], na kterém byla teorie řízení zkušena. V rámci diplomové práce Ing. Ladislava Mráze, PhD vznikl software na modelování poddajných struktur, který jsme použili [109]. Tento software umožňuje modelovat poddajné struktury s velkou přesností a variabilitou. Toto opatření je z důvodu bezpečnosti, protože rozsah pohybu robota a jeho dynamika jsou při zkoušení reálného řízení velice nebezpečné. Model

robotu a následného zkušební demonstrátoru byl navržen na základě konstrukce robota Mitsubishi RV-6S (Obr. 15), který má 6 stupňů volnosti (6 DOF) [110].



Obr. 15 (a) Robot Mitsubishi RV-6S (b) Model robota

Pro zjednodušení konstrukce a zmenšení zástavbového prostoru experimentátoru byl model redukován na kompozici se 4 stupni volnosti (Obr. 16).



Obr. 16 Redukovaný model experimentátoru

Dynamický model byl vytvořen pomocí kompozitní metody pro poddajný mechanismus [111]. Pro poddajná tělesa byl použit rekurzivní formalismus a výsledný systém pohybových rovnic je uveden v (5)

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}^R(\mathbf{q}, \mathbf{E}) & \mathbf{M}^{RF}(\mathbf{q}, \mathbf{E}) & \mathbf{0} \\ (\mathbf{M}^{RF}(\mathbf{q}, \mathbf{E}))^T & \mathbf{M}^F(\mathbf{q}, \mathbf{E}) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{M}^M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{E}} \\ \dot{\mathbf{q}}_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}^R(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{E}, \dot{\mathbf{E}}, \mathbf{q}_M, \dot{\mathbf{q}}_M) \\ \mathbf{Q}^F(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{E}, \dot{\mathbf{E}}, \mathbf{q}_M, \dot{\mathbf{q}}_M) \\ \mathbf{Q}^M(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{E}, \dot{\mathbf{E}}, \mathbf{q}_M, \dot{\mathbf{q}}_M) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Symbol \mathbf{M}^R reprezentuje část matice hmotnosti příslušná „tuhému“ pohybu, \mathbf{M}^F je část matice hmotnosti příslušnou „poddajnému“ pohybu a \mathbf{M}^{RF} reprezentuje vztahy mezi oběma výše popsány částmi. Symboly na pravé straně rovnice odpovídají generalizovaným silovým vektorům.

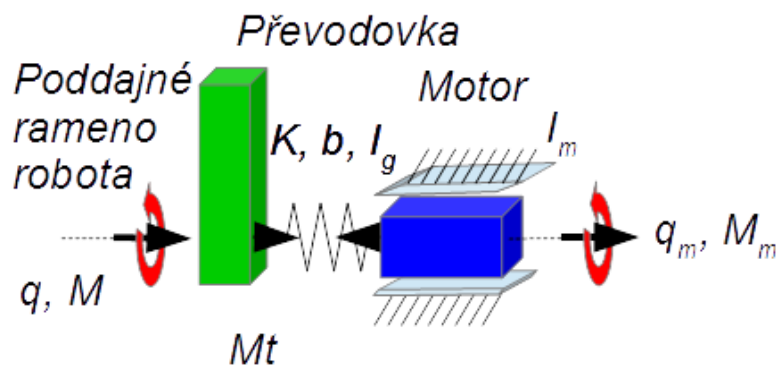
Při zavedení $\mathbf{y} = [\mathbf{q}, \mathbf{E}, \mathbf{q}_M]^T$ může být systém (5) lehce přepsán do formátu

$$\mathbf{M}_y \ddot{\mathbf{y}} = \mathbf{Q}_y \quad (6)$$

a zavedením substituce $\mathbf{x}_1 = \mathbf{y}$ a $\mathbf{x}_2 = \dot{\mathbf{y}}$ lze vyjádřit rovnici

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_2 \\ \mathbf{M}_y^{-1} \mathbf{Q}_y \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Dynamický model zahrnuje poddajná ramena a převodovky. Pro tuto konfiguraci robota jsou uvažována poddajná ramena 3 a 4. Ramena 2 a 5 jsou pro zjednodušení uvažována jako tuhá z důvodu jejich malé délky (rameno 2) a toho, že nesou zanedbatelnou hmotu (rameno 5) [112]. Poddajné převodovky jsou realizovány jako ideální torzní pružiny. Jsou použity tři sady souřadnic. Kloubové souřadnice $\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T$, modální souřadnice \mathbf{E} popisující deformace ramen $\mathbf{E} = [\mathbf{e}_2, \mathbf{e}_3]$. Vektory \mathbf{e}_2 a \mathbf{e}_3 reprezentují deformace ramen 3 a 4 (při indexaci se nebere v potaz základní rám) a souřadnice popisují pozici motoru $\mathbf{q}_m = [q_{1m}, q_{2m}, q_{3m}, q_{4m}]^T$. Parametry modelu musely být odhadnuty na základě znalosti rozměrů robota a konstrukčního materiálu. Vlastní tvary poddajných ramen byly získány pomocí MKP analýzy.



Obr. 17 Poddajná převodovka

Model poddajné převodovky je znázorněn v (Obr. 17). Dynamika motoru je popsána

$$(I_m + I_q) \ddot{q}_m = M_m - M_t. \quad (8)$$

Kdy I_m , I_q jsou momenty setrvačnosti motoru a převodovky. M_m je hnací moment na motoru a M_t je torzní moment převodovky. q, q_m jsou pozice ramene robota a motoru. Moment M_t je závislý na tuhosti převodovky k a tlumení b

$$M_t = -k(q - q_m) - b(\dot{q} - \dot{q}_m) \quad (9)$$

$$M = M_t. \quad (10)$$

Výsledný moment M působí na příslušné rameno.

4.3. Metody řízení

Na celkovém modelu robota s poddajnými elementy byly zkoušeny různé metody řízení, které více či méně zahrnují přídavné odměřování do svojí struktury. Navržení dostačující řídicí metody pro poddajný mechanismus není triviální záležitostí. Proto byla napřed provedena linearizace struktury robota. Ta byla provedena ve třech extrémních konfiguracích, aby se dosáhlo lepších výsledků a porovnaly se změny linearizovaného modelu v jednotlivých konfiguracích. Po linearizaci je celý systém vyjádřen standardním stavovým popisem

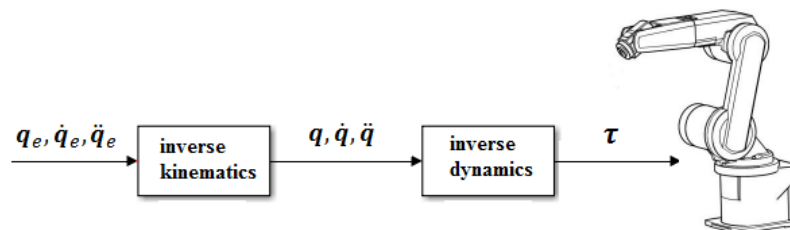
$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}. \end{aligned} \quad (11)$$

Kde \mathbf{x} je stavový vektor, \mathbf{y} je vektor výstupů, \mathbf{u} vektor vstupů, \mathbf{A} je stavová matice, \mathbf{B} matice vstupů, \mathbf{C} matice výstupů a \mathbf{D} je matice vazeb vstupů na výstupy. Pro všechny konfigurace byly zkoumány vlastní frekvence. Podle očekávání 6 nejvyšších vlastních frekvencí, které odpovídají poddajným převodovkám, měly všechny přibližně stejnou hodnotu, jakou udává výrobce, 2,6 KHz. Následujících 8 nižších, které odpovídají módům poddajných ramen, jsou v rozmezí 30 %. Proto bylo řízení prováděno pouze pro jednu linearizovanou polohu (Obr. 16) a následně aplikováno na celé spektrum pohybu robota. Výsledná chyba nezahrnutí všech linearizovaných poloh je otázkou pro další zkoumání. Celkový linearizovaný model má velkou dimenzi, proto řízení a optimalizace jsou výpočetně náročné, a proto má vývoj řízení více fází.

4.4. Řízení metodou výpočtu momentů (Computed Torques)

Velká část teorie řízení je užitečná pouze pro lineární dynamické systémy. Pokud je chceme použít, musíme linearizovat náš systém. Linearizace se provádí ve vybraném bodě pracovního prostoru a popisuje náš systém pouze v malé oblasti kolem tohoto bodu. Řídicí systém navržený prostřednictvím tohoto lineárního systému pravděpodobně nebude fungovat uspokojivě, pokud bude větší vzdálenost od nastavené hodnoty.

Computed Torques realizují linearizaci dynamického systému prostřednictvím inverzní dynamiky. Tento přístup funguje v celém pracovním prostoru mechanismu, ale na druhé straně klade vysoké hardwarové požadavky, pokud chceme provést výpočet v reálném čase. Řízení pomocí Computed Torques je znázorněno na Obr. 18.



Obr. 18 Computed Torques schéma

Do systému jsou zadány kinematické charakteristiky pohybu koncového efektoru v kartézských souřadnicích (12). Pomocí inverzní kinematiky získáme kinematické charakteristiky pohybu motoru, které se dále používají v inverzní dynamice (souřadnice kloubů (13)).

$$\mathbf{q}_e = [x_e, y_e, z_e]^T \quad (12)$$

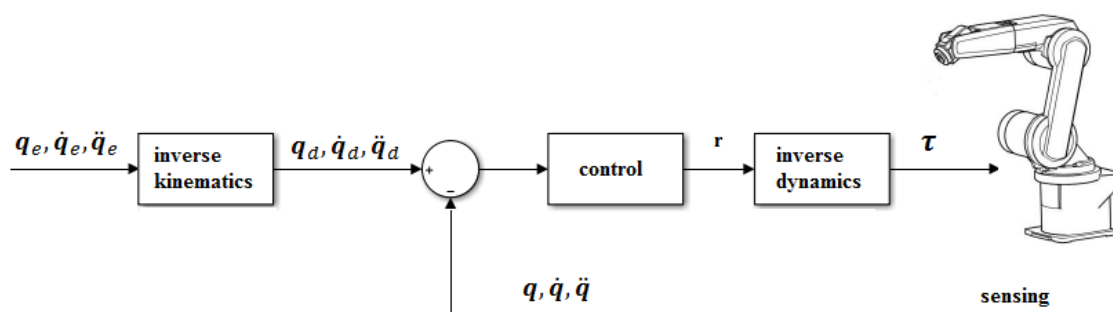
$$\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T \quad (13)$$

Inverzní dynamika je systém rovnic. Nezávislé proměnné popisují kinematiku vybraného pohybu motoru ($\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$) [113]. Závislé proměnné jsou hnací síly (nejčastěji kroutící momenty), které tento pohyb realizují $\boldsymbol{\tau} = [M_1, M_2, M_3, M_4]^T$. V těchto rovnicích jsou zahrnuty hmotnostní a rozměrové charakteristiky manipulátoru.

Ze získaných točivých momentů se vypočítají elektrické proudy pro každý motor. Potom motory provedou daný pohyb.

Bohužel neznáme přesné hmotové charakteristiky, přesné odchylky ramen manipulátorů a existující další vnější vlivy, takže pohyb manipulátoru je odlišný. Proto musíme použít některé senzory na stroji a regulátory zpětné vazby. Z tohoto důvodu bude dalším přístupem neuro-fuzzy kalibrace robotů, aby se stanovil přesný kinematický popis ramen manipulátoru.

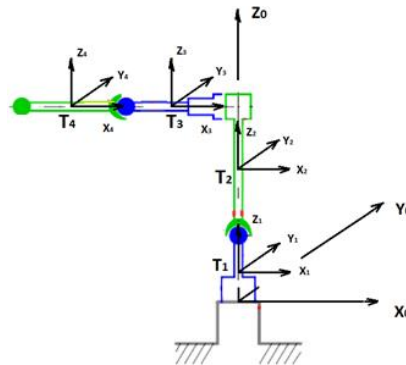
Kompletní schéma je na Obr. 19.



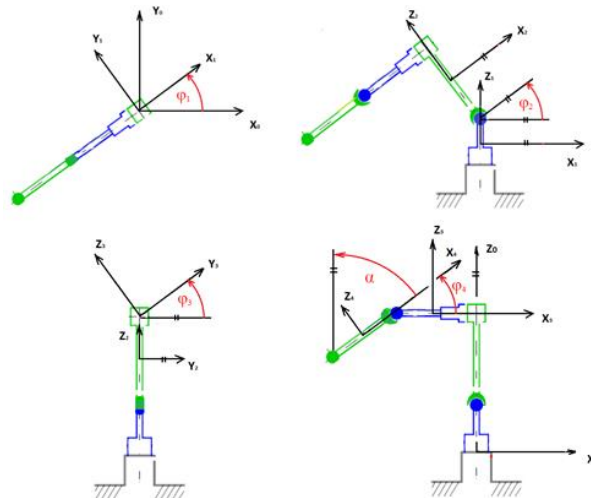
Inverzní dynamika ramena robota (14) je odvozena pomocí Newton-Eulerových rovnic.

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}(\mathbf{q})^{-1} \cdot \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}). \quad (14)$$

Všechny části jsou považovány za pevná tělesa. Používáme zde pouze klasické kloubové souřadnice pro popis polohy ramene $\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T$. Souřadnicové systémy a souřadnice kloubů jsou definovány na obrázcích (Obr. 20) a (Obr. 21). Hnací momenty $\boldsymbol{\tau} = [M_1, M_2, M_3, M_4]^T$, které realizují pohyb $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$, se počítají z (14).



Obr. 20 Souřadné systémy



Obr. 21 Souřadné systémy kloubů

Kombinací rovnic (7) a (14) vznikne nový vstup \mathbf{r} v případě, že použijeme PID regulátor

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{r}. \quad (15)$$

Zrychlení vstupu $\ddot{\mathbf{q}}$ v rovnici (15) je upraveno v závislosti na použitém regulátoru

$$\mathbf{r} = \ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{K}_P(\mathbf{q}_d - \mathbf{q}_m) + \mathbf{K}_I \int_0^t (\mathbf{q}_d - \mathbf{q}_m) dt + \mathbf{K}_D(\dot{\mathbf{q}}_d - \dot{\mathbf{q}}_m), \quad (16)$$

kde $\mathbf{K}_P, \mathbf{K}_I$ a \mathbf{K}_D jsou matice lineární zpětné vazby. Požadovaná poloha, rychlost a zrychlení kloubových souřadnic $\mathbf{q}_d, \dot{\mathbf{q}}_d, \ddot{\mathbf{q}}_d$ jsou získány z inverzní kinematiky mechanismu. Polohy a rychlosti motoru $\mathbf{q}_m, \dot{\mathbf{q}}_m$ jsou měřeny senzory nebo v případě simulace získané z flexibilního dynamického modelu. Definujeme chyby sledování jako

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{q} &= \mathbf{q}_d - \mathbf{q}_m \\ \Delta \dot{\mathbf{q}} &= \dot{\mathbf{q}}_d - \dot{\mathbf{q}}_m. \end{aligned} \quad (17)$$

Poté se rovnice (17) dá přepsat do tvaru

$$\mathbf{r} = \ddot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{K}_P \Delta \mathbf{q} + \mathbf{K}_I \int_0^t \Delta \mathbf{q} dt + \mathbf{K}_D \Delta \dot{\mathbf{q}} \quad (18)$$

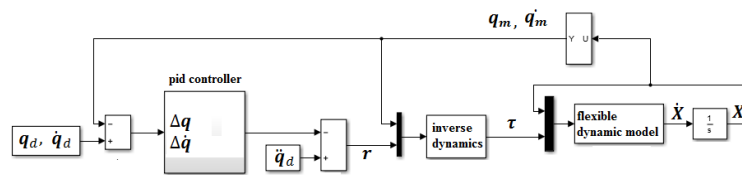
Vstupem do inverzní kinematiky je požadovaná trajektorie koncového efektoru robota. Matice $\mathbf{K}_P, \mathbf{K}_I, \mathbf{K}_D$ obsahují parametry regulátorů PID a lze je zvolit podle požadované specifikace systému. Každý motor má svůj vlastní regulátor:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_P &= \text{diag}[k_{p_1}, k_{p_2}, k_{p_3}, k_{p_4}], \\ \mathbf{K}_I &= \text{diag}[k_{i_1}, k_{i_2}, k_{i_3}, k_{i_4}], \\ \mathbf{K}_D &= \text{diag}[k_{d_1}, k_{d_2}, k_{d_3}, k_{d_4}]. \end{aligned} \quad (19)$$

Řídicí momenty se součástími zpětné vazby se poté vypočítají pomocí

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}(\mathbf{q})\mathbf{r} + \mathbf{N}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}). \quad (20)$$

Zjednodušené schéma systému s řízením je na Obr. 22

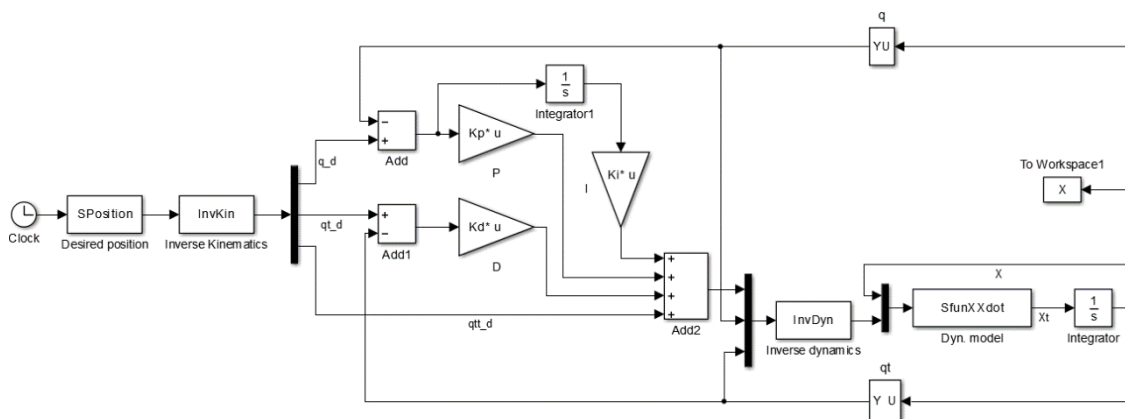


Obr. 22 Simulační schéma Computed Torques

Vztah (21) vyjadřuje stavový vektor flexibilního dynamického modelu robota.

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \mathbf{q} & (4 \times 1) \\ \mathbf{E} & (13 \times 1) \\ \dot{\mathbf{q}} & (4 \times 1) \\ \dot{\mathbf{E}} & (13 \times 1) \\ \mathbf{q}_m & (4 \times 1) \\ \dot{\mathbf{q}}_m & (4 \times 1) \end{bmatrix} \quad (21)$$

Vektor E obsahuje modální souřadnice. Deformace ramen jsou vyjádřeny jako lineární kombinace několika vlastních vektorů, které jsou získány analýzou příslušného ramena. Modální souřadnice představují koeficienty této lineární kombinace. První rameno je považováno za tuhé, takže má jednu modální souřadnici, která se rovná nule. Každé ze zbývajících tří ramen má čtyři modální souřadnice a jejich deformace jsou popsány čtyřmi vlastními vektory. Celé schéma kontrolní syntézy je znázorněno na Obr. 23.



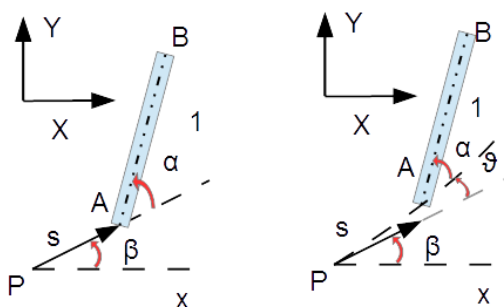
Obr. 23 Schéma kontrolní syntézy

4.5. Nejistoty Computed Torques

Jakákoli řídicí syntéza fyzického systému má určitý zdroj nejistot. V tomto případě je nejistota způsobena hlavně neznámým užitným zatížením na koncovém efektoru robota a chybami modelování. Aby se dosáhlo přesnějšího řídicího algoritmu, musí být tato nejistota zohledněna. V rovnici (22) jsou q, \dot{q}, \ddot{q} závislé na rozměrech robota a mohou mít určité stupně nejistoty [114].

$$\tau = M(\tilde{q})^{-1} \cdot Q(\tilde{q}, \tilde{q}_t, \tilde{q}_{tt}), \quad (22)$$

kde $\tilde{q}, \tilde{q}_t, \tilde{q}_{tt}$ představují skutečnou verzi q, \dot{q}, \ddot{q} (Obr. 24).



Obr. 24 Zdroje nejistot

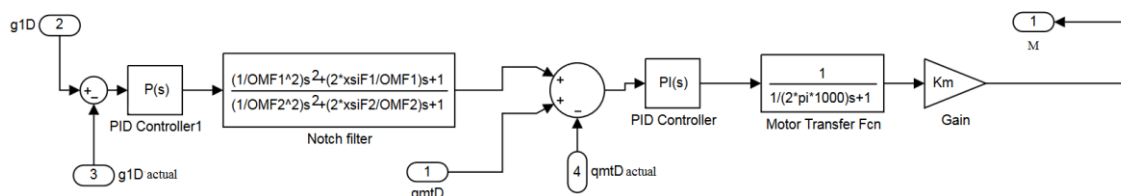
Dosažením rovnice (22) do rovnice (7) dostaneme

$$\ddot{q} = r + \Delta r, \quad (23)$$

kde Δr představuje nejistotu, kterou Computed Torques nemůže zvládnout, a proto je metoda řízení Computed Torques rozšířena o kompenzaci těchto chyb pomocí H^∞ .

4.6. Kaskádní řízení

Kaskádní řízení pomocí PID regulátorů bylo realizováno v první fázi. Toto řízení bylo laděno pro každou osu zvlášť a následně použito pro řízení celkového nelineárního systému. Pro návrh řízení byly použity pouze regulátory typu P a PI, kde PI regulátory byly použity pro řízení rychlostí pohonů. Signál pro regulátory byl získán jako rozdíl mezi žádanou a skutečnou rychlostí příslušného motoru. Poté byla výsledná poloha regulována P regulátorem (Obr. 25).



Obr. 25 Kaskádní řízení

Hnaná strana ramena byla vybavena rotačním senzorem uvedeným v kapitole 4. Signál z P regulátoru byl filtrován pásmovou zádrží za účelem potlačení první vlastní frekvence přítomné v signálu (10-12 Hz). Přestože filtr funguje uspokojivě a potlačuje první vlastní frekvence, tak tyto frekvence nebyly zcela odfiltrovány. Vývoj tohoto řízení slouží jako prvotní fáze pro návrh H^∞ regulátoru, proto zde nejsou uvedeny žádné výsledky.

4.7. H^∞ HIFOO řízení

Druhý přístup používá k nalezení stabilizujícího řízení HIFOO. "HIFOO je veřejný balíček pro program Matlab, který se zaměřuje na návrh a stabilizaci lineárního regulátoru daného řádu pro lineární systém ve standardní konfiguraci stavového prostoru při minimalizaci H^∞ normy uzavřené smyčky". Regulátor představuje pro daný systém nejlepší lokální regulátor. Je důležité si uvědomit, že jde o lokální optimalizaci. Výsledek lokální optimalizace takového rozsáhlého systému (36 stavů) nikdy nezaručuje, že bude nejlepší v celkovém měřítku. Kvazi-Newtonův algoritmus (BFGS), který se používá v počáteční fázi optimalizace, je navržen tak, aby našel místní minimum. Jiné metody ("local bundle phase and gradient sampling") kontrolují přesnost dosaženého minima. Proto je vhodný počáteční odhad. HIFOO je schopno najít stabilizující regulátor samo o sobě, ale pro tak velký systém lze předpokládat, že pravděpodobně nalezne regulátor v ne zcela optimálním místním minimu. Z tohoto důvodu byla v první fázi vytvořena kaskádní regulace, která se používá po dokončení linearizace jako počáteční odhad pro regulátor HIFOO.

4.8. Lineární systém pro HIFOO řízení

Pro lepší přehled je uveden rozpis jednotlivých prvků stavového systému s uvedenými všemi signály ze senzorů [115]. Každá převodovka reprezentuje 4 stavy, které jsou:

- Natočení ramena robota g_i
- Rychlost ramena robota \dot{g}_i
- Natočení motoru g_{mi}
- Rychlost motoru \dot{g}_{mi}

kde i značí pozici převodovky $i \in \langle 1:4 \rangle$. Pro poddajná ramena jsou uvedeny následující stavy:

- Čtyři vlastní tavary natočení E_i ($\dim[E_i (*)] = 4 \times 1$)
- Čtyři vlastní tavary rychlosti \dot{E}_i ($\dim[\dot{E}_i (*)] = 4 \times 1$)

Poté stavový vektor ($\dim[x(*)] = 36 \times 1$) je:

$$x = (g_i \ E_3 \ E_5 \ \dot{g}_i \ \dot{E}_3 \ \dot{E}_5 \ g_{mi} \ \dot{g}_{mi} \ I_i)^T \quad (24)$$

Je zde přidán ještě vektor řídicích proudů I_i . Výstupní vektor ($\dim[y(*)] = 18 \times 1$) lze napsat jako:

$$y = (\dot{g}_{mi} \ g_i \ d_{3x} \ d_{3y} \ d_{4x} \ d_{4y} \ R_{ep1-3} \ \varphi_{ep1-3})^T \quad (25)$$

Výstupní vektor y se skládá ze čtyř stavů odpovídajících rychlostem motorů \dot{g}_{mi} , čtyř stavů natočení ramene g_i , naměřené odchylky na rameni číslo 3 v x -ové ose d_{3x} (4) a y -ové ose d_{3y} (4), měřené odchylky na rameni číslo 4 v x -ové ose d_{4x} (4) a y -ové ose d_{4y} (4), poloha koncového bodu v kartézských souřadnicích R_{ep1-3} a tří natočení koncového bodu φ_{ep1-3} [116].

Vektor vstupů ($\dim[u(*)] = 4 \times 1$) je

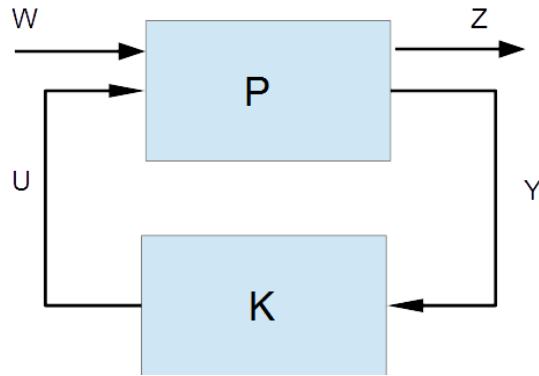
$$u = (I_i)^T \quad (26)$$

A dimenze každé stavové matice jsou:

- $\dim[A(*)] = 36 \times 36$
- $\dim[B(*)] = 36 \times 4$
- $\dim[C(*)] = 18 \times 36$
- $\dim[D(*)] = 18 \times 4$

4.9. Úloha řízení

Lineární systém je zapotřebí převést do správného tvaru jazyka HIFOO, aby bylo možné nalézt regulátor s požadovanými vlastnostmi. Bude použit následující popis, aby byla dodržena terminologie HIFOO (Obr. 26): Modifikovaný stavový popis „Plant“ (P), regulátor „Kontroler“ (K), referenční signál (W) a výkonový výstup (Z) [117].



Obr. 26 Schéma HIFOO

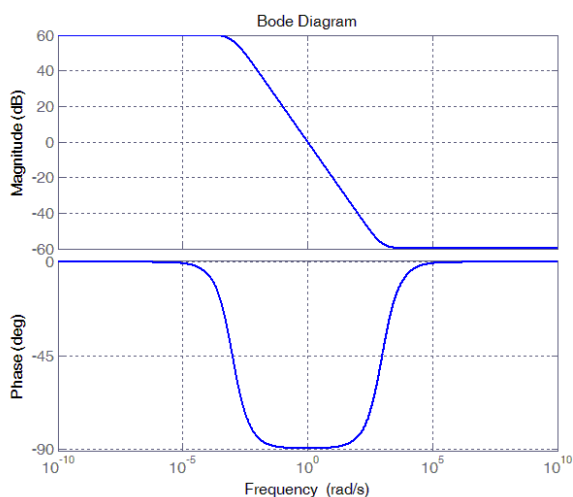
Jak je uvedeno na Obr. 26 stavový popis systému (11) musí být rozšířen o vektory vstupního referenčního signálu a výstupního chybového signálu. Po této úpravě je stavový popis ve formě

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix}, \quad (27)$$

kde vektor vstupního referenčního signálu w obsahuje požadovanou polohu koncového bodu robota $R_{ep_x}, R_{ep_y}, R_{ep_z}$ v operačních souřadnicích robota. Natočení koncového bodu není v tuto chvíli zahrnuto do požadavků na sledování pohybu koncového bodu. Poté chybový výstupní vektor z zahrnuje pouze odchylky od žádané polohy e_x, e_y, e_z . Pro co nejpřesnější nalezení požadovaného regulátoru musí být aplikován filtr s dolní propustí na přenos mezi požadovanou a skutečnou polohou koncového bodu, aby se odfiltrovaly nežádoucí vysoké frekvence (28)

$$\left(\frac{\left(\frac{1}{M} \right)^{\frac{1}{n}} * s + Wb}{s + Wb * Aw^{\frac{1}{n}}} \right)^n \quad (28)$$

Výraz Wb nastavuje pozici filtru, M horní hranici, Aw dolní hranici a n určuje řád filtru. Výsledky optimalizace velkou měrou závisí na správném nastavení filtru (Obr. 27) a je potřeba věnovat velkou pozornost tomuto nastavení, protože se může měnit podle požadavků na rychlost a přesnost polohy koncového bodu.

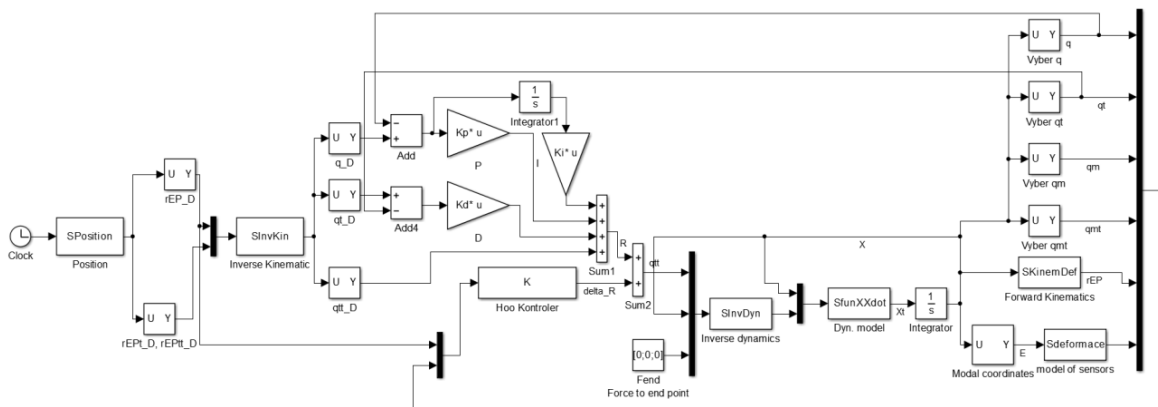


Obr. 27 Bodeho diagram

Pro tento případ je regulátor nastaven tak, aby co nejvíce zpřesňoval polohu koncového bodu robota při použití přídavného odměřování jeho deformací.

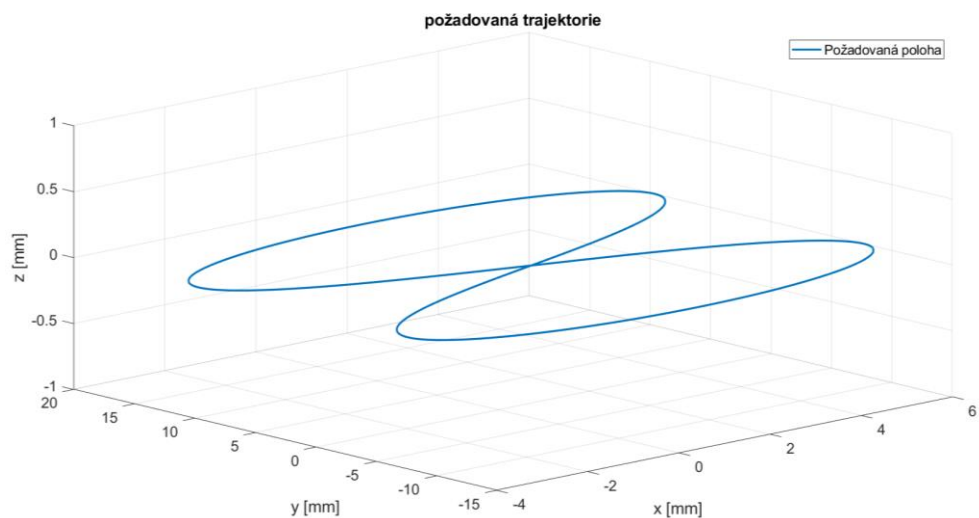
Regulátor 0. tého řádu byl nalezen optimalizací s počátečním odhadem tvořeným linearizovaným kaskádním řízením. Tento regulátor stabilizoval systém správně, ale jeho doba odezvy byla nepříjemně dlouhá. Proto byl tento regulátor použit jako další počáteční bod pro optimalizaci s cílem nalézt lepší regulátor 1. řádu. Dále byl použit stejný postup pro nalezení vhodného regulátoru vyššího řádu. U regulátoru 5. řádu se výsledné odchylky nelišily více než o 1 %. Pro další zpřesnění lze diskutovat nastavení filtru pro odchylky [118].

Kompletní architektura použité kombinace CT – H^∞ pro ladění regulačních zákonů před experimentální implementací je na Obr. 28



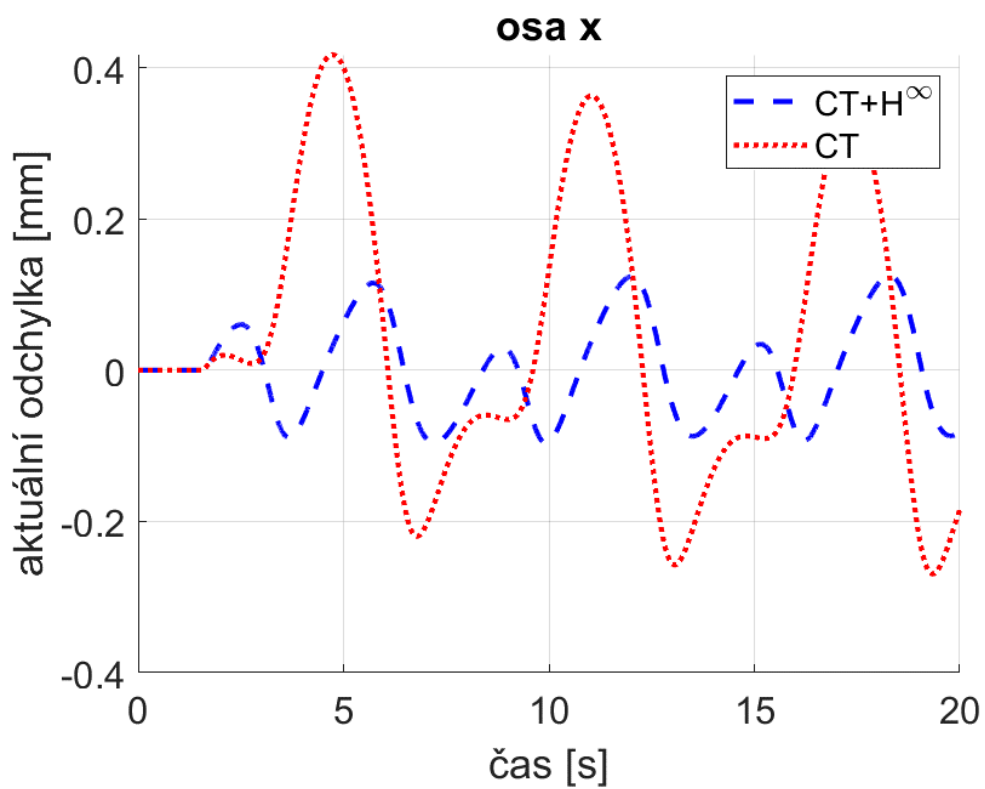
Obr. 28 Konfigurace řízení Computed Torques plus metoda kompenzace H^∞

4.10. Simulační výsledky

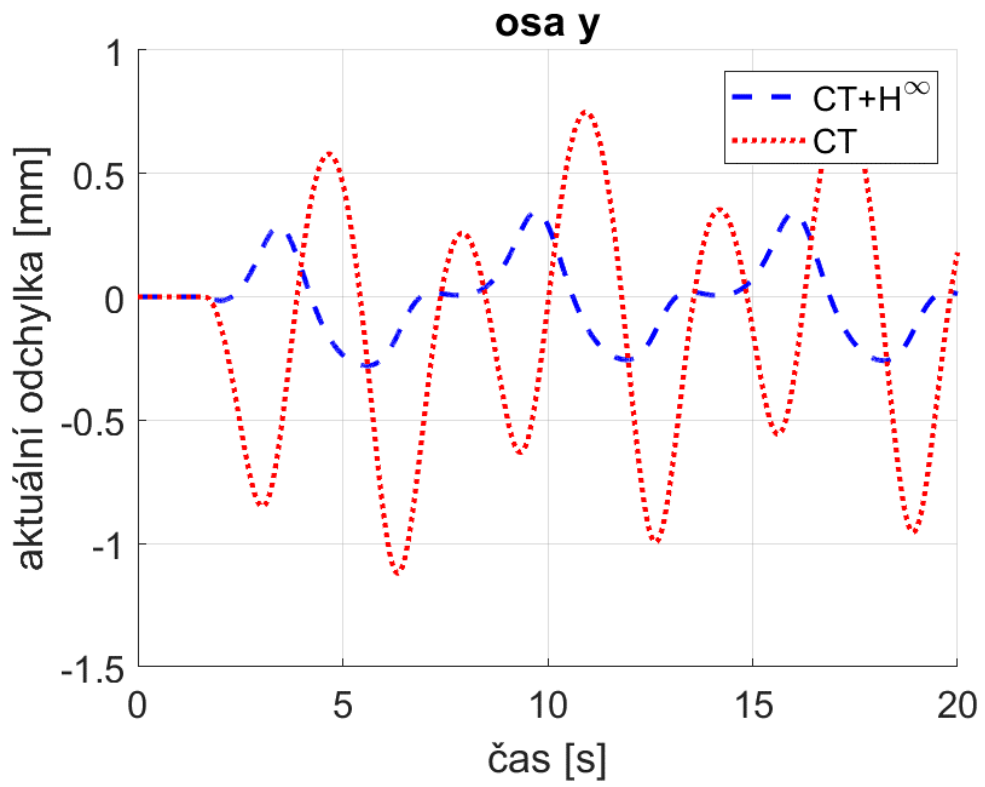


1

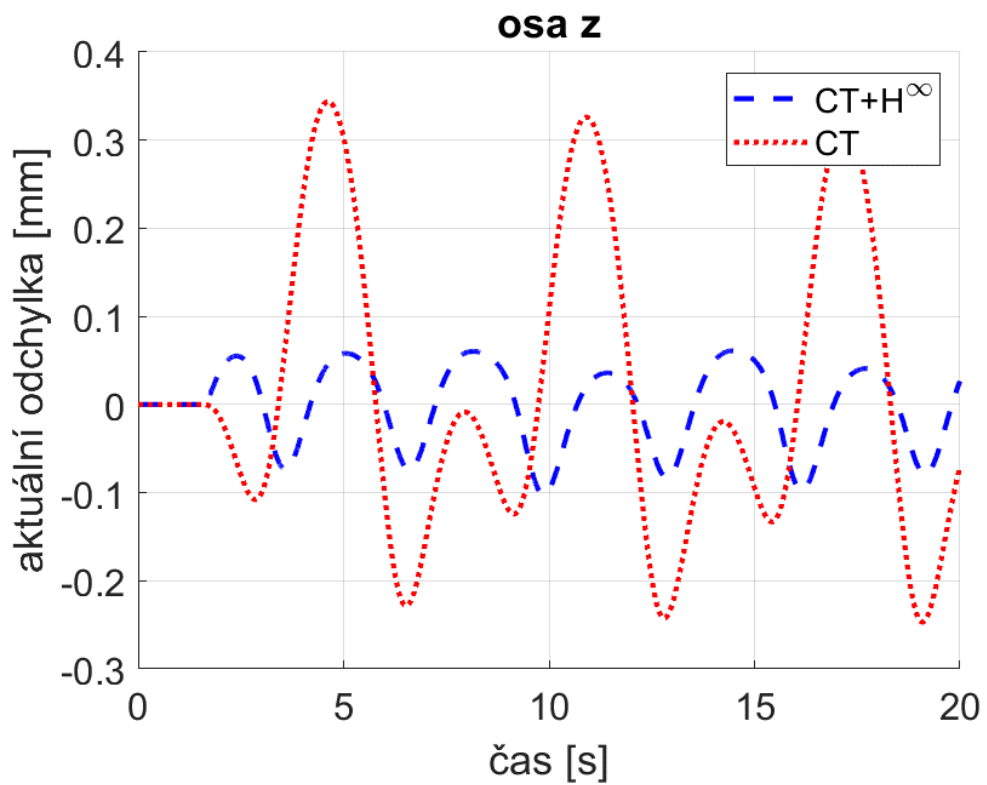
Obr. 29 Požadovaná trajektorie v prostoru



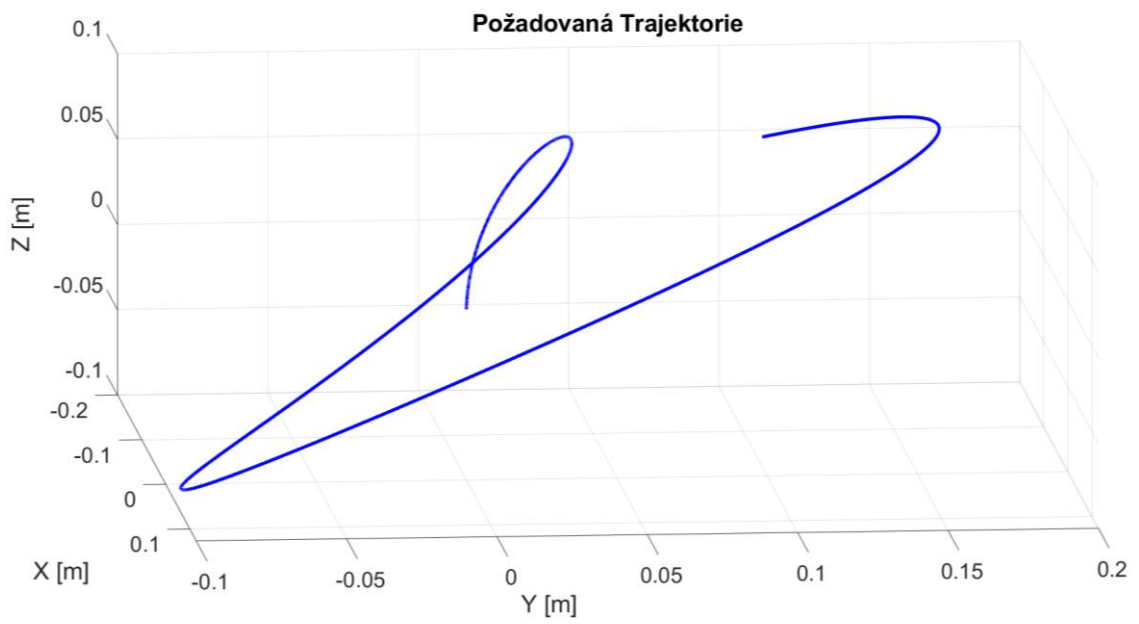
Obr. 30 Srovnání výsledků v x – ové ose



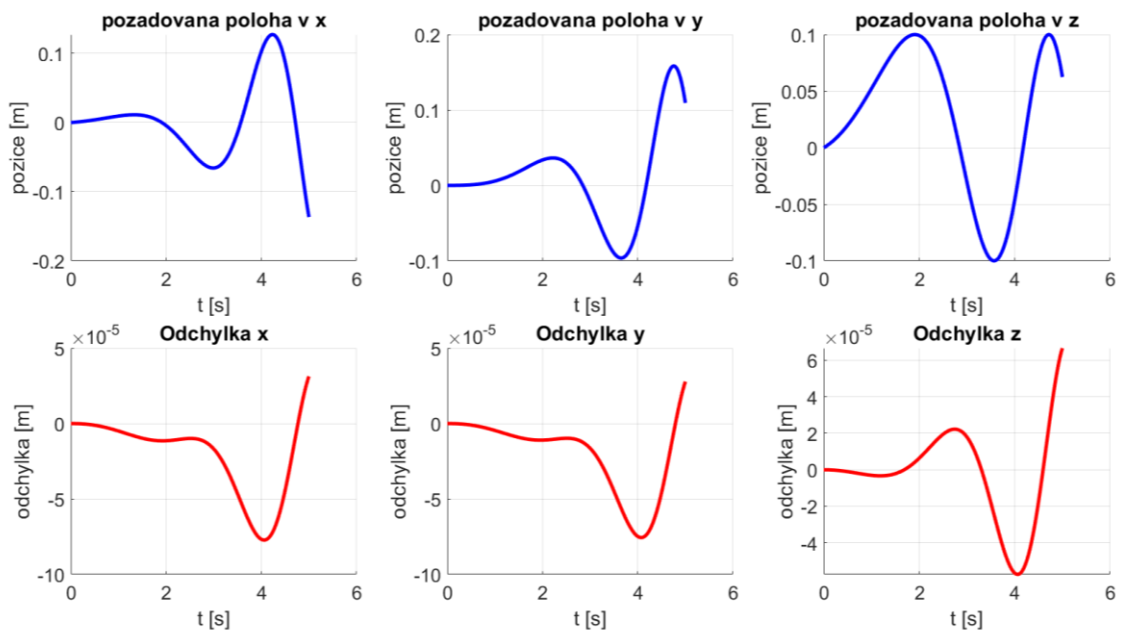
Obr. 31 Srovnání výsledků v y – ové ose



Obr. 32 Srovnání výsledků v z – ové ose



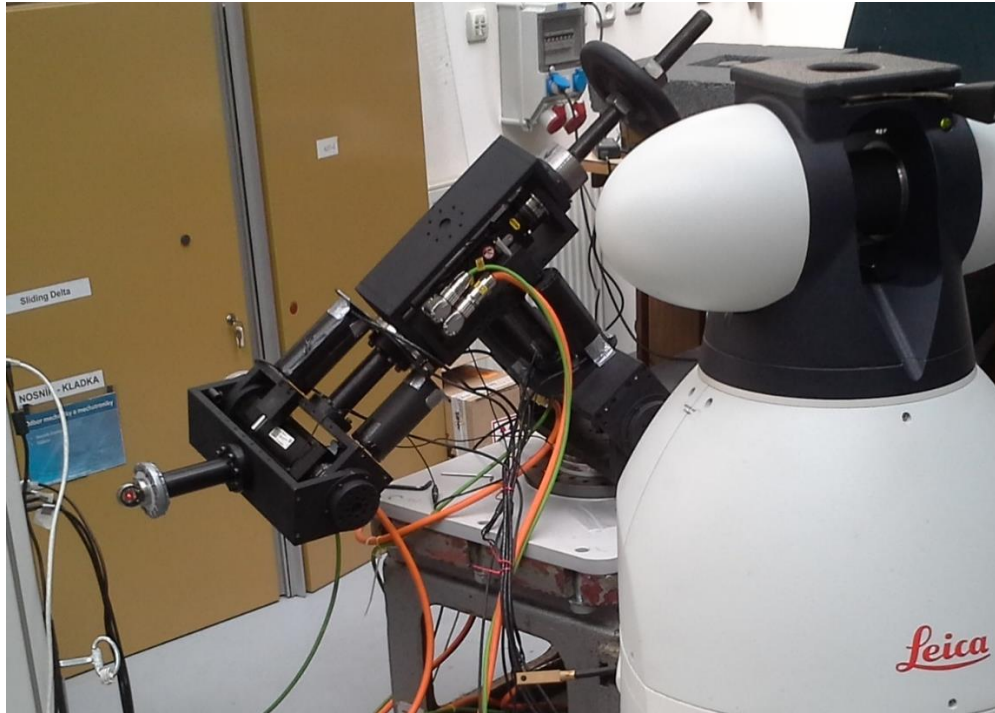
Obr. 33 Požadovaná trajektorie v prostoru



Obr. 34 Požadované trajektorie v osách a výsledné odchylnky

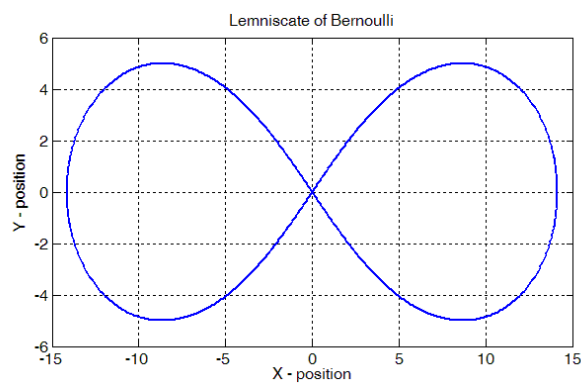
4.11. Experiment s demonstrátorem

Z důvodů bezpečnosti a kompaktnosti experimentu byl vytvořen 4 - osý sériový experimentální demonstrátor (Obr. 35), který byl osazen odměřovací technikou z kapitoly 4.1.



Obr. 35 Demonstrátor sériového řetězce s odměřovací technikou

Výsledné regulátory byly použity na testovací trajektorii. Za testovací trajektorii byla zvolena Bernoulliho Lemniskáta (Obr. 36).



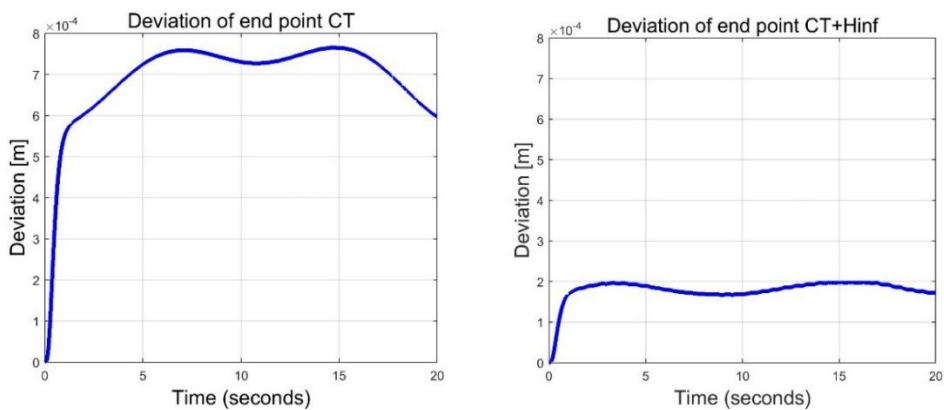
Obr. 36 Testovací trajektorie

Trajektorie byla zvolena jako rovinný prvek kolmý na osu z základního souřadného systému. Díky tomu je možné zajistit stálý kontakt koutového odražeče a laserového paprsku z LT a lze ji popsat jako

$$\begin{aligned}
 x &= \sqrt{2} * e * \frac{\cos t}{1 + (\sin t)^2} \\
 y &= \sqrt{2} * e * \frac{\sin t * \cos t}{1 + (\sin t)^2}
 \end{aligned}
 \tag{29}$$

Je třeba podotknout, že experimentální demonstrátor robota byl navrhnut extrémně poddajný, aby na něm byly tyto poddajnosti dobře měřitelné. Nicméně z Obr. 37 je dobře patrné, že výsledná odchylka je znatelně menší při zahrnutí poddajnosti ramen do syntézy řízení.

Na Obr. 37 je uvedeno srovnání obou testovaných řídicích přístupů Computed Torques a ComputedTorques + H^∞ . Výsledná odchylka je počítána jako součet čtverců odchylek v x – ové a y – ové ose.



a) Řízení Computed Torques

b) Řízení Computed Torques + H^∞

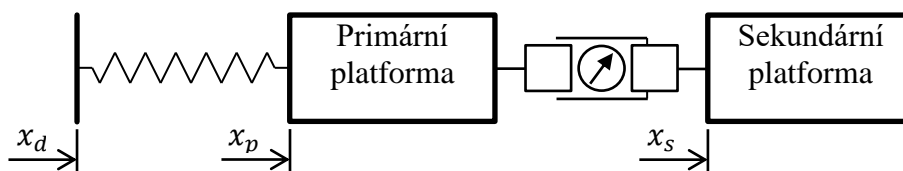
Obr. 37 Odchylka polohy koncového efektoru na zkušební dráze

5. Paralelní kinematické struktury

Ve 3. cíli práce je dáno za úkol navrhnout a rozvinout koncept přídavných aktuátorů pro zlepšení přesnosti řízení pohybu výkonného členu lanového paralelního mechanismu při rychlých pohybech. Tomuto cíli se věnuje následující kapitola a podkapitoly. Nejprve je prezentován princip víceúrovňového mechanismu a následně vláknový PKM, který je základem našich experimentů. V další podkapitole je představeno řešení kompenzace rychlých pohybů v malém rozsahu. Je předvedena přídavná platforma poháněná piezo – aktuátory. Platforma je optimalizována, aby měla co nejlepší konfiguraci a mechanické vlastnosti pro danou aplikaci i při daných finančních možnostech.

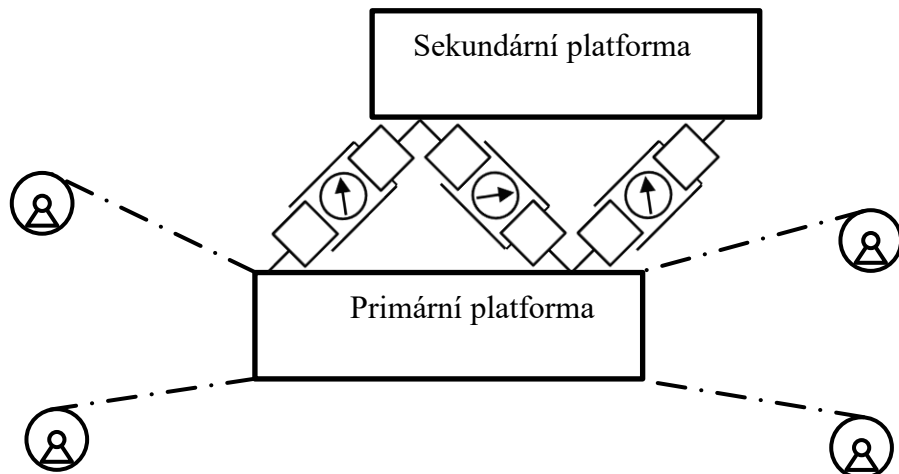
5.1. Víceúrovňové mechanismy

Hlavní myšlenka víceúrovňového mechanismu je založena na použití sekundární platformy ke zlepšení nevyhovujících vlastností primární platformy. Velké a pomalé pohyby jsou prováděny primární (kabelovou) platformou, zatímco aktivní struktura připojená k primární platformě řídí malé a vysoko dynamické korekce pohybu. Jednoduchý příklad 1 D je zobrazen na Obr. 38, kde x_d je pozice pohonu, x_p je pozice primární platformy a x_s je pozice sekundární platformy. Platformy jsou spojeny pomocí specifikovaného druhu ovládaného pohonu, např. piezoelektrický pohon nebo pohon s voice-coil cívkou. Pružina mezi pohonem a primární platformou představuje silový přenos, který obecně není dokonale tuhý.

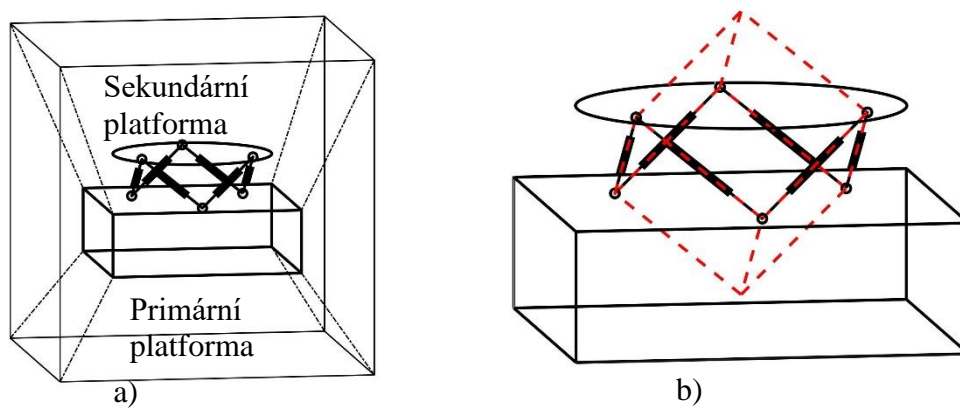


Obr. 38. Schéma rovinného víceúrovňového mechanismu

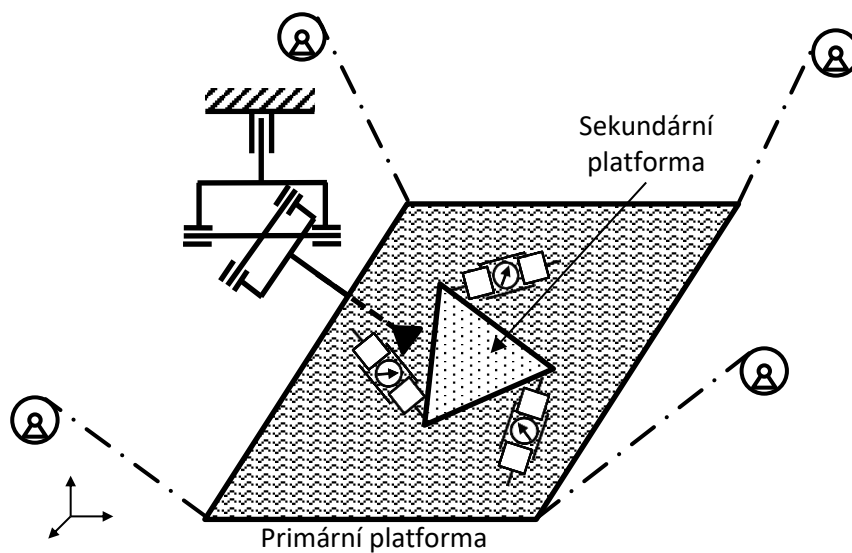
Obr. 39 prezentuje stejnou myšlenku ve 2 D. Primární platforma je ovládána pomocí 4 kabelů, sekundární je spojena pomocí 3 pohonů, které ovlivňují všechny 3 DOF. Prostorová verze je na Obr. 40 - a. Primární platforma se 6 DOF je ovládána kabely, sekundární platforma je představována hexapodem s krychlovou geometrií a s 6 DOF, (Obr. 40 - b.) Sférický kabelově řízený PKM QuadroSphere může být použit pro výzkumné a experimentální účely jako primární platforma stejným způsobem. Principy a strategie kontroly jsou stejné, ale musí být vybaveny vhodnou sekundární platformou, aby se přetvořily ve víceúrovňový experimentální demonstrátor (Obr. 41).



Obr. 39 Schéma rovinného víceúrovňového mechanismu založeného na primární kabelové platformě



Obr. 40 Schéma prostorového víceúrovňového mechanismu s kubickou 6 DOF sekundární platformou



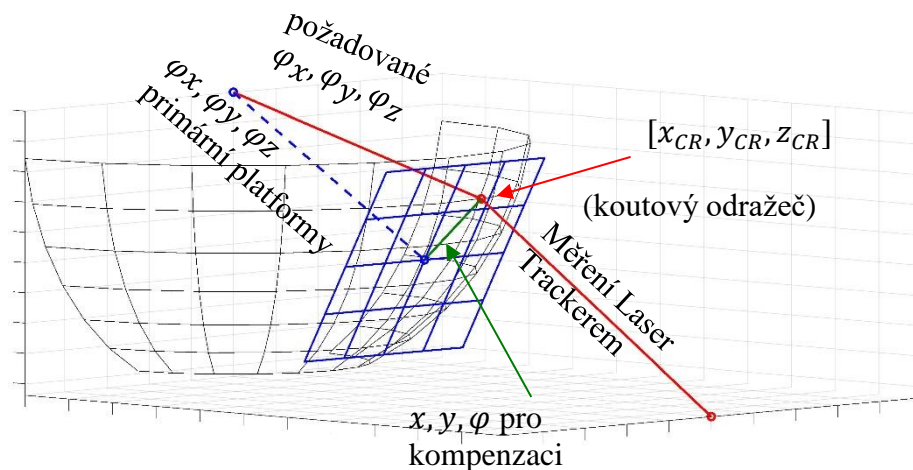
Obr. 41 Schéma víceúrovňového mechanismu 3 + 3 DOF (sférický + planární) s primární plošinou poháněnou kabelem (3 sférické DOF) a rovinnou sekundární platformou

5.2. Představení demonstrátoru

Kabelovým mechanickým základem našich experimentů s víceúrovňovými mechanismy je demonstrátor sférického pohybu PKM QuadroSphere. Má pohyblivou platformu s 3 DOF poháněnou čtyřmi kabely/vláknem, která provádí sférický pohyb kolem centrálního bodu. Centrální kulový kloub je vybaven třemi rotačními enkodéry Renishaw RESM Signum měřícími pozici plošiny. Kabely vedou z plošiny přes kladky k pohonům na základním rámu. Lineární jezdce jsou poháněny kuličkovými šrouby se střídavými servomotory. Napětí v kabelech se měří pomocí silových snímačů. QuadroSphere byl optimalizován s ohledem na použité komponenty tak, aby bylo dosaženo maximálního pracovního prostoru s bezvúlovými vlastnostmi [119], bez kolizí a s maximální pohyblivostí [64]. Důležitá část optimalizace rozměrů, která je založena na principu anti-backslash [120], zajišťuje, že v pracovním prostoru mohou být všechny kabely zatíženy tahovými silami. Kabely použité na experimentálním stojanu jsou uhlíková vlákna Torayca T700SC-2400 s vysokou pevností v silikonové matrici. Primární experiment byl řízen řídicí deskou dSpace DS1103 prostřednictvím čtyř servopohonů LXM32M. Každá jednotka má své vlastní kaskádní řízení [121]. Vstupním signálem je požadovaná pozice platformy (v úhlech φ_x , φ_y , φ_z), která je transformována pomocí inverzní kinematiky na pozice tří pohonů (φ_1 , φ_2 , φ_3). Skutečná reálná poloha se vypočítá pomocí dat naměřených v centrálním sférickém kloubu. Tři ze čtyř pohonů (LXM 1, LXM 2, LXM 3) jsou řízeny zpětnovazebně s PI regulátorem. Zbývající pohon (LXM 4) je ovládán silou, aby se zajistilo, že vlákna jsou pod předdefinovaným napětím. Výše popsáný jednoduchý přístup ovládání kabelové platformy byl původně implementován v našem demonstrátoru. Experimenty prokázaly jeho funkčnost a relativně dobrou přesnost [122], [123]. Proto byl také použit pro první experimenty s víceúrovňovým mechanismem. Není to však jediný možný způsob [124].

5.3. Víceúrovňový experimentální demonstrátor

Kabelový sférický demonstrátor QuadroSphere byl znovu sestaven a pro první verzi aktivní platformy bylo použito 6 dostupných piezoelektrických aktuátorů (PSA) PSt150/7/60 VS12 (Piezomechanik GmbH). Byla připravena krychlová aktivní platforma s 6 DOF [31] analogicky k Obr. 40. Lze uvažovat o různých koncepcích korekcí pohybu sférického mechanismu sekundární platformou. Aktivní platforma se 6 DOF přidanými do mechanismu s 3 DOF nabízí nejen opravu dynamických pohybových chyb primárního mechanismu poháněného kabely, ale také opravy geometrických chyb struktury mechanismu (odchylky od ideální sférické kinematiky). Bohužel parametry piezo - aktuátorů (tuhost, maximální zdvih, rozsah kmitočtu atd.) použité pro tyto první experimenty byly dány a jejich optimálnost pro demonstrátor nebyla zaručena. Nejdůležitějším výsledkem prvních experimentů bylo to, že maximální zdvih (60 μm) dostupných piezoelektrických pohonů nestačil k opravě chyb při polohování primární plošiny poháněné kabely. Využití mechanicky zesílených piezo – aktuátorů (APA) (konkrétně typu APA 400MML od Cedrat Technologies) s maximálním zdvihem 300 μm bylo nakonec po simulacích vybráno jako optimální řešení [125]. Limity finančních prostředků na experimenty vedly k rozhodnutí použít pouze 3 nové piezo – aktuátory. Primární sférický demonstrátor QuadroSphere má 3 DOF, sekundární přídavný mechanismus má nově také 3 DOF pro korekci pohybu. Protože však cílem výzkumu a experimentů s demonstrátorem nebyl v žádném případě vývoj konkrétního zařízení, ale ověření principu víceúrovňového řízení struktury, nebylo toto snížení problémem [126]. Formulace cíle korekce pohybu pro toto druhé experimentální uspořádání je popsáno následovně.



Obr. 42 Schéma řídicích souřadných systémů a souřadnic

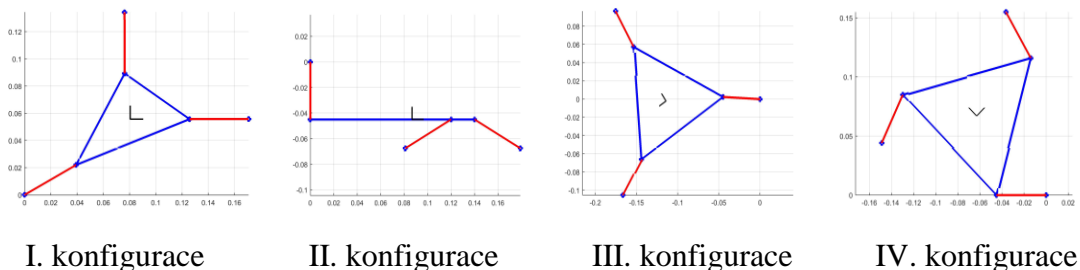
Požadovaná poloha mechanismu je předepsána pomocí tří úhlů $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$. Koncový efektor je představován koutovým odražečem (CR). Poloha CR se měří LT. LT měří kartézské souřadnice CR $[x_{CR}, y_{CR}, z_{CR}]$ [126]. Všimněte si, že inverzní transformace z $[x_{CR}, y_{CR}, z_{CR}]$ na $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ není jednoznačná, protože existuje nekonečné množství řešení představujících rotaci kolem osy mezi středem koule a CR. Proto se měří pouze

prostorová orientace této osy. Lze si představit, že osa znázorňuje např. laserový paprsek nebo dalekohled, který musí být přesně zaměřen. Z tohoto hlediska není rozdíl, pokud CR leží na kulové ploše nebo kdekoli jinde na ose. Primární kabelová plošina nedosahuje přesně požadované polohy. Pomocí rovinných sekundárních korekcí přidané platformy je možné posunout CR do požadované polohy na ose, viz Obr. 42. Navíc, protože umístění bodu v rovině je problémem 2 DOF a naše platforma má 3 DOF, je možné optimalizovat řešení s ohledem na ideální rozdělení zdvihů mezi pohony.

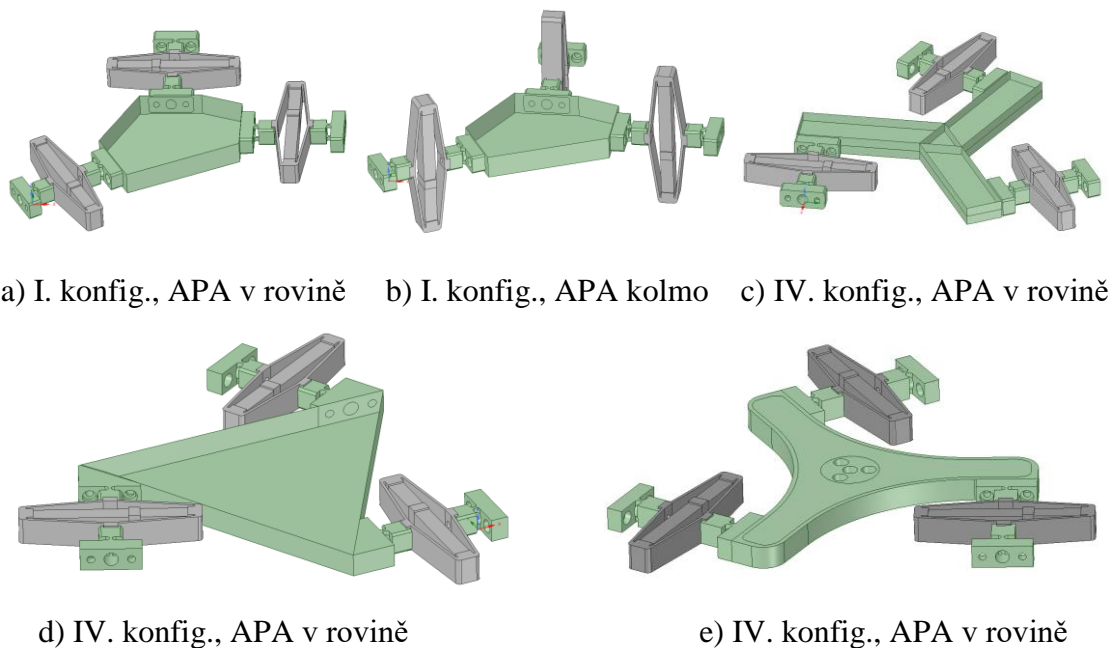
První úroveň optimalizace rovinného mechanismu byla zaměřena na návrh kinematických parametrů – velikost a tvar platformy, umístění pohonů. Cílová funkce zohlednila velikost pracovního prostoru, dexteritu a tuhost v rovině mechanismu. Dosažitelný pracovní prostor každého kandidáta byl vypočítán dopřednou kinematikou pomocí rozsahu pohybu APA. Výsledky byly získány ve formě cloudu (oblaku) polohových trojic $[x, y, \varphi]$ představujících 3 DOF rovinné platformy. Kritériem optimalizace pracovního prostoru byla maximalizace průměru d koule, která je zapsána v uvedeném oblaku bodů. Střed koule definuje počáteční polohu plošiny. Dexterita D byla vypočtena pro všechny body uvnitř koule se dvěma optimalizačními cíli – nejlepší průměrnou hodnotou \bar{D} a nejmenší kvadratickou odchylkou $\sigma^2(D)$ ve všech pozicích. Tuhost S v rovině mechanismu byla vypočtena jako statická rovnováha v definovaných polohách při aplikaci jednotkových zatížení ve všech DOF. Cíl byl podobný dexteritě – nejlepší průměrná hodnota \bar{S} a nejmenší kvadratická odchylka $\sigma^2(S)$. Všechna kritéria byla vynásobena váhovými koeficienty C_i a sčítána za účelem vytvoření cílové funkce CF (30).

$$CF = C_1 \frac{1}{d} + C_2 \frac{1}{\bar{D}} + C_3 \sigma^2(D) + C_4 \frac{1}{\bar{S}} + C_5 \sigma^2(S) \quad (30)$$

Jako optimalizační algoritmus byla použita Simplexová metoda. Příklady různých optimalizovaných planárních konfigurací vyplývajících z různých počátečních hodnot parametrů jsou znázorněny na Obr. 43. Osy mechanicky zesílených piezo – aktuátorů APA jsou znázorněny jako červené čáry. Druhá úroveň analýzy mechanismů je založena na podrobných 3 D flexibilních mechanických modelech včetně podrobných modelů implementovaných mechanicky zesílených piezo – aktuátorů (Obr. 44). Konkrétní realizace každé konfigurace mají významný vliv na dynamické vlastnosti přidaného piezo – mechanismu. Jeho vlastní frekvence by měly být výrazně vyšší než vlastní frekvence primárního mechanismu poháněného kabelem, které jsou pro různé polohy přibližně mezi 20–50 Hz. Kromě toho by piezo-mechanismus měl být relativně tuhý ve směru kolmém na jeho pohybovou rovinu [127].



Obr. 43 Příklady různých optimalizovaných konfigurací planární 3 DOF přidané platformy.



Obr. 44 Příklady podrobných prostorových modelů pro analýzu FEM přidané platformy 3 DOF.

MKP analýza přídavné platformy 3 DOF byla provedena pro všechny podrobné prostorové modely znázorněné na Obr. 44. Výsledky modálních analýz pro tyto geometrické modely jsou shrnuty v Tabulka 1. Protože přídavná platforma je určena k pohybu v rovině (3 DOF), byly studovány vlastní frekvence dvou translačních módů v rovině a jednoho rotačního módu v rovině. Rovněž je zkoumána vlastní frekvence kolmého translačního módu (mimo rovinu), aby bylo možné nahlédnout do kolmé tuhosti přidané platformy. Model a) se týká konfigurace I. (podle Obr. 44), která není symetrická, takže translační módy v rovině mají pozoruhodně odlišné frekvence. Výhodou modelu a) je to, že je relativně tuhý ve směru kolmém (mimo rovinu). Během modální analýzy modelu b), která se týká konfigurace I. s kolmo umístěnými APA, nebyl druhý translační režim jasně identifikován a je spojen s některým mimosměrným módem. Nevýhodou je také skutečnost, že kolmý translační mód má nižší frekvenci než translační módy v rovině. Model c), který se týká konfigurace IV., má stejnou nevýhodu, kolmý translační mód má v tomto případě nejnižší frekvenci. Modely d) a e) odkazují na konfiguraci IV. a mají vhodné dynamické vlastnosti. Jsou symetrické a kolmý translační mód má vyšší frekvenci než translační módy v rovině [128].

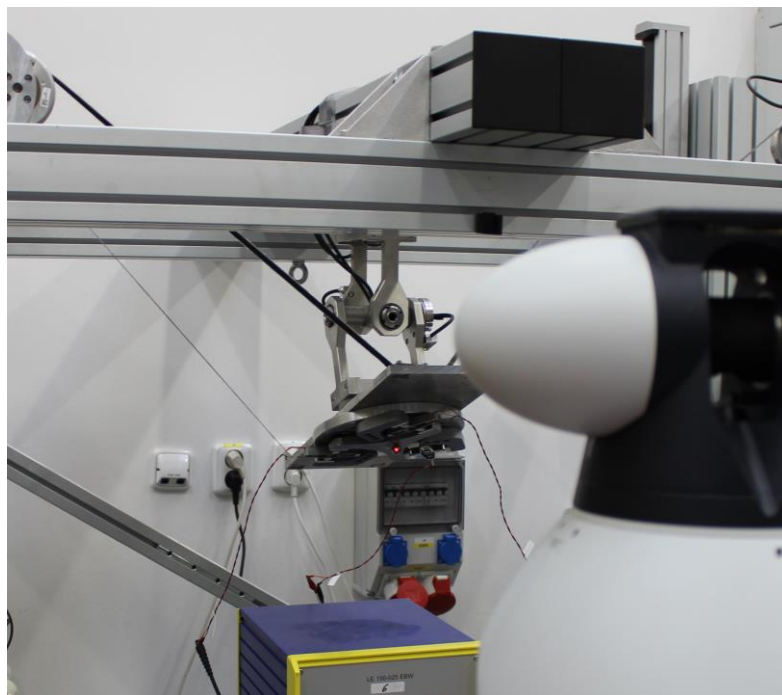
Popis vlastních módů	Vlastní frekvence [Hz]				
	Model a)	Model b)	Model c)	Model d)	Model e)
Translační mód v rovině 1	194.4	293.0	289.4	272.3	235.8
Translační mód v rovině 2	270.7	neidentifikovatelný	292.6	275.8	237.6
Rotační mód v rovině	372.9	222.1	461.0	443.0	417.3
Kolmý translační mód	360.6	267.3	208.8	286.1	251.8

Tabulka 1 Nejnížší vlastní frekvence podrobných prostorových modelů přidavného mechanismu 3 DOF.

Varianta e) byla vybrána jako konečný podrobný návrh pro své dynamické vlastnosti a také kvůli celkové vysoké tuhosti vnitřní hvězdicovité struktury. Vlastní frekvence modelu přidané platformy získané modelem FEM jsou nad 230 Hz, a tak bylo dosaženo dostatečné separace od vlastních frekvencí základního kabelového mechanismu QuadroSphere. Na základě těchto optimalizací a analýz byl připraven a namontován demonstrátor piezo – ovládaného mechanismu na kabelovou platformu (Obr. 45, Obr. 46). Kromě toho byly modální vlastnosti připraveného experimentálního piezo – ovládaného mechanismu testovány před konečnou montáží na kabelovou platformu demonstrátoru. Systém byl vybuzen sadou signálů chirp a step vstupujících do zesilovačů patřících k APA. Výstupní pohyb koutového odražeče (Obr. 46) byl měřen LT Leica (Obr. 45), který byl použit také pro konečné měření celkového pohybu demonstrátoru (Obr. 47). Identifikace stavového modelu mechanismu byla realizována pomocí Matlab Identification Toolbox, pomocí metod Multivariable Output Error State Space (MOESP) a Canonical Variable Algorithm (CVA) [32], [33]. Vlastní frekvence nejmenších vlastních módů identifikovaného modelu byly porovnány s výsledky MKP [129] (Tabulka 2).

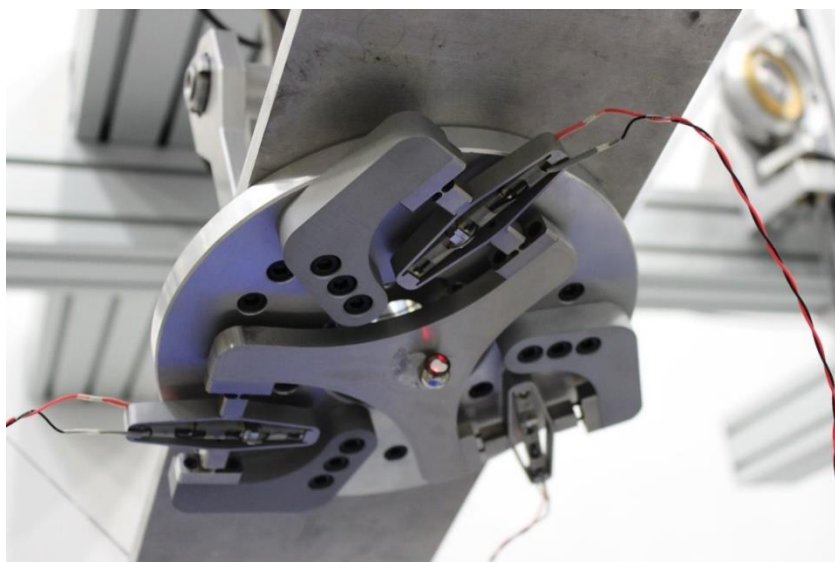
Popsání vlastních módů	Vlastní frekvence [Hz]	
	FEM model	Identifikovaný model
Translační mód v rovině 1	235.8	212.9
Translační mód v rovině 2	237.6	214.1
Rotační mód v rovině	417.3	437.9
Kolmý translační mód	251.8	225.5

Tabulka 2 Porovnání vlastních frekvencí

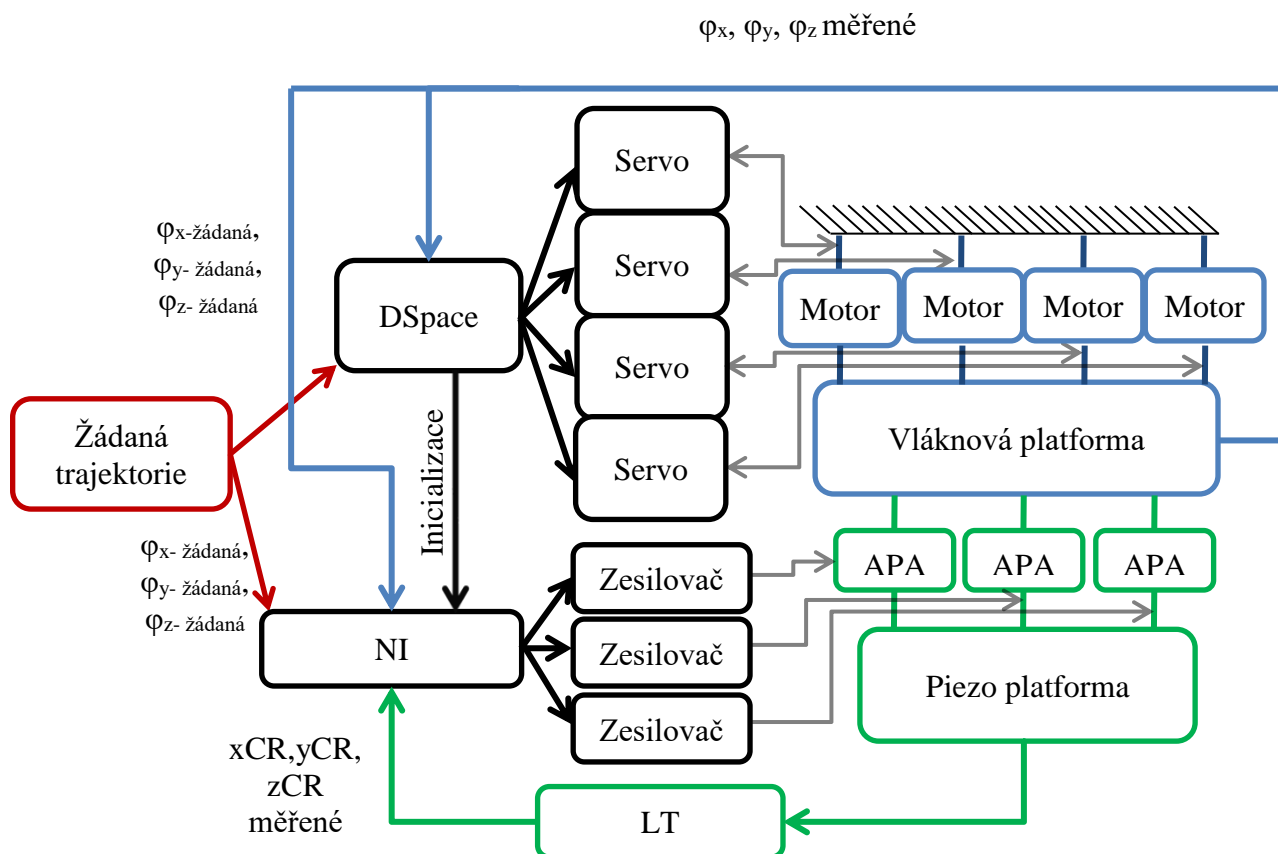


Obr. 45 Experimenty s víceúrovňovým demonstrátorem

Na Obr. 45 je znázorněn LT Leica AT901 MR, který se používá k měření pohybu rohového reflektoru umístěného na koncovém efektoru (Obr. 46). Schéma celého experimentu z hlediska signálů a řízení je na Obr. 47. Implementace se setkává s omezením experimentálního hardwaru. Server dSpace 1103 používaný pro ovládání kabelové platformy nemůže číst výstupní signál LT. Proto byla kontrola celého experimentu rozdělena do dvou větví. První z nich je ovládání kabelové platformy prováděné na ovladačích dSpace a AC serv. Druhým je ovládání piezo platformy prováděné na NI PXI 8464/2. Řízení celého experimentu s NI není možné, protože nesplňuje požadavky na výpočetní výkon.



Obr. 46 Piezo platforma přidaná na kabelovou platformu demonstrátoru



Obr. 47 Schéma víceúrovňového experimentálního demonstrátoru – řízení a tok signálů

5.4. Řízení demonstrátoru víceúrovňového mechanismu

Ve 4. cíli práce je dáno za úkol vyvinout vhodné řízení vícestupňového lanového mechanismu s přídatnými aktuátory a otestovat ho na detailním simulačním dynamickém modelu a částečně i na experimentálním demonstrátoru. Tomuto cíli se věnuje následující kapitola a podkapitoly. Nejprve je představen princip kalibrace víceúrovňového vláknového PKM, který je užíván k experimentům. V dalších podkapitolách je představena syntéza řízení pomocí H^∞ a implementace výsledného regulátoru. Dále je představeno řešení minimalizace zdvihů jednotlivých APA pro omezení jejich namáhání. Na závěr této sekce jsou prezentovány nejprve výsledky simulační a poté experimentální.

5.4.1. Kalibrace experimentálního demonstrátoru

Po finální instalaci přídatné piezo – platformy byl kalibrován celý víceúrovňový demonstrátor. Kalibrační postup je založen na modifikované Newtonově metodě pro přeurčenou množinu rovnic [130]. Tyto vazbové rovnice jsou funkcemi změřených

souřadnic v kloubech \mathbf{s} , rozměrů mechanismu \mathbf{d} a koncové polohy efektoru \mathbf{v} . Pro j -tou polohu v pracovním prostoru je lze zapsat do tvaru

$$\mathbf{f}_j = \mathbf{f}(\mathbf{d}, \mathbf{s}_j, \mathbf{v}_j) = \mathbf{0}. \quad (31)$$

Skutečné rozměry mechanismu \mathbf{d} se liší od jejich konstrukčních hodnot $\widehat{\mathbf{d}}$, ale zůstávají konstantní pro všechny pozice v pracovním prostoru. Proto jsme pro n změřených pozic dostali přeúřčený systém rovnic

$$\mathbf{F}(\mathbf{d}, \mathbf{S}, \mathbf{V}) = \mathbf{0}, \quad (32)$$

kde

$$\mathbf{F} = [\mathbf{f}_1, \mathbf{f}_2, \dots, \mathbf{f}_n]^T, \mathbf{S} = [\mathbf{s}_1, \mathbf{s}_2, \dots, \mathbf{s}_n]^T, \mathbf{V} = [\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \dots, \mathbf{v}_n]^T. \quad (33)$$

Je použit první člen Taylorova rozvoje s ohledem na kalibrované (neznámé) rozměry, které máme

$$\mathbf{F}(\widehat{\mathbf{d}}, \mathbf{S}, \mathbf{V}) + \mathbf{J}_d \delta \mathbf{d} + \dots = \mathbf{0}, \quad (34)$$

kde \mathbf{J}_d je Jacobian matice parciálních derivací (20) s ohledem na skutečné rozměry \mathbf{d} . Korekci rozměrů lze tedy vypočítat v i -tém iteračním kroku jako

$$\delta \mathbf{d}_i = -(\mathbf{J}_{d_i}^T \mathbf{J}_{d_i})^{-1} \mathbf{J}_{d_i}^T \mathbf{F}(\mathbf{d}_i, \mathbf{S}, \mathbf{V}) = \mathbf{0}, \quad (35)$$

a následně vypočítat nové hodnoty rozměrů jako

$$\mathbf{d}_{i+1} = \mathbf{d}_i + \delta \mathbf{d}_i. \quad (36)$$

Absolutní kartézský souřadný systém byl definován LT a kinematický model demonstrátoru byl popsán pomocí 21 parametrů ve formě transformačních matic takto:

$$\mathbf{r}_{0CR} = \mathbf{T}_{04} \mathbf{r}_{4CR}, \quad (37)$$

$$\mathbf{T}_{04} = \mathbf{T}_{01} \mathbf{T}_{12} \mathbf{T}_{23} \mathbf{T}_{34}, \quad (38)$$

$$\mathbf{T}_{01} = \mathbf{T}_x(x_0) \mathbf{T}_y(y_0) \mathbf{T}_z(z_0) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x0}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y0}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z0}) \quad (39)$$

$$\mathbf{T}_{12} = \mathbf{T}_x(x_1) \mathbf{T}_y(y_1) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x1}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y1}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{1m}), \quad (40)$$

$$\mathbf{T}_{23} = \mathbf{T}_x(x_2) \mathbf{T}_z(z_2) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x2}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z2}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{2m}), \quad (41)$$

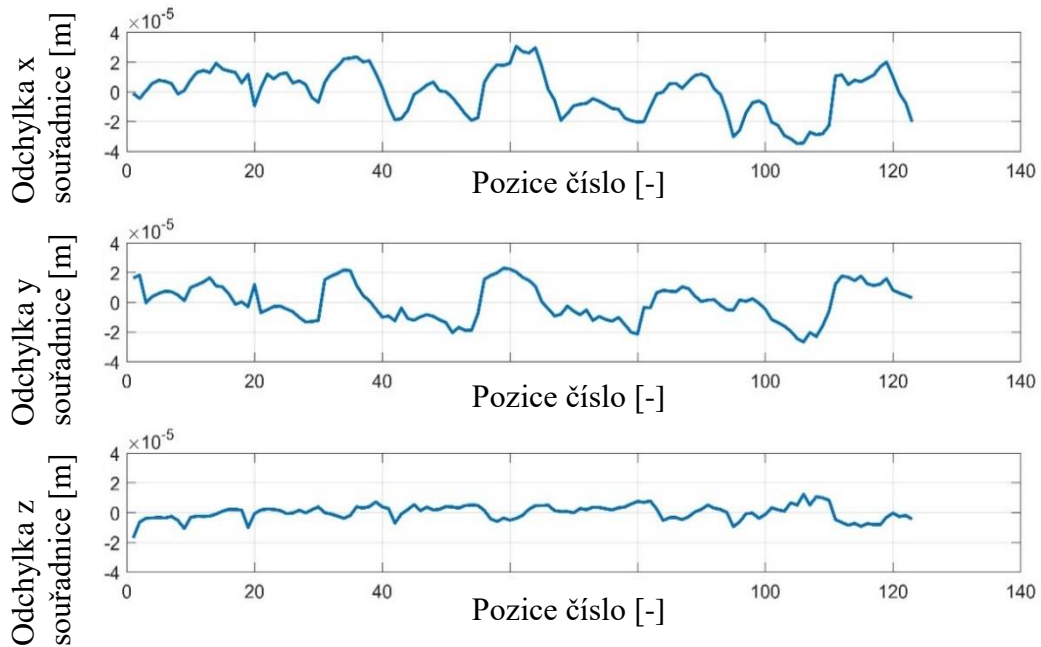
$$\mathbf{T}_{34} = \mathbf{T}_y(y_3) \mathbf{T}_z(z_3) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y3}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z3}) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{3m}), \quad (42)$$

$$\mathbf{r}_{4CR} = [x_{4CR}, y_{4CR}, z_{4CR}, 1]^T, \quad (43)$$

kde $\varphi_{1m}, \varphi_{2m}, \varphi_{3m}$ jsou úhly měřené rotačními enkodéry, parametry indexované „0“ popisují polohu experimentálního demonstrátoru vzhledem k poloze LT a zbývající parametry jsou kalibrované rozměry samotného demonstrátoru. Lokální radius vektor \mathbf{r}_{4CR} označuje polohu koutového odražeče CR připojeného k piezoelektrické platformě, když jsou APA aktuátory nastaveny ve svých středních / počátečních polohách. Podmínková rovnice ve tvaru (6) byla formulována jako

$$\mathbf{r}_{OCR} - \mathbf{r}_{OCR_měřeno} = \mathbf{0}, \quad (44)$$

kde $\mathbf{r}_{OCR_měřeno}$ je radius vektor polohy koutového odražeče CR měřený pomocí LT. Výše popsaná struktura kinematického modelu má obecně velmi dobrou kalibrovatelnost [35]. V tomto případě $C = 2e4$, je tak zajištěna dobrá konvergence kalibrace a lze nalézt přesné hodnoty kalibrovaných parametrů. Celkem bylo měřeno 125 poloh a pro každou určena odchylka kalibrovaného modelu od měření (Obr. 48).

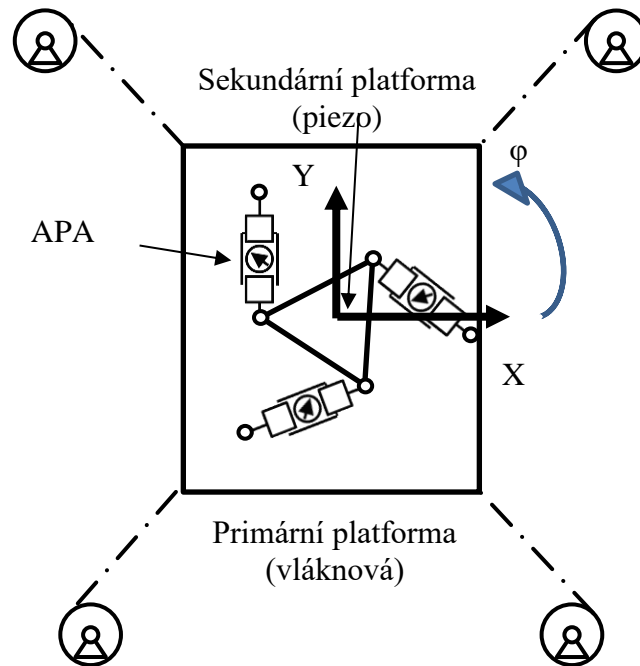


Obr. 48 Chyby kalibrovaného mechanismu v jednotlivých bodech měření

5.4.2. Syntéza H^∞

Syntéza H^∞ s předdefinovanou strukturou regulátoru je metoda optimalizace ve frekvenční oblasti pro ladění regulátoru. K vyřešení této úlohy lze použít řešení HIFOO nebo funkci *hinstruct* v robust control panelu nástrojů v MATLABu. Je třeba znovu zdůraznit, že ovládání piezo – platformy probíhá odděleně od kabelové platformy. Proto je nezávislé na ovládání kabelové platformy. První myšlenkou bylo navrhnout regulátor pomocí modelu piezoelektrické platformy pouze s experimentálně změřenými hodnotami parametrů. Výsledky ukázaly, že u kabelů předepjatých 50 N mají setrvačné síly z piezoelektrické platformy téměř zanedbatelný účinek na kabelovou plošinu. Regulátor

funguje dobře a koriguje odchylku od požadované polohy, ale nízké frekvence z kabelů nejsou ovlivněny. Proto musí být základní model kabelové platformy také součástí návrhu, aby do syntézy zahrnoval vlastnosti kabelové platformy (Obr. 49) [131], [132].



Obr. 49 Model víceúrovňového mechanismu pro syntézu řízení

Pro účely syntézy řízení pomocí H^∞ byl matematický model systému linearizován. Má dvanáct stavů [133]:

$$X = [x_c, y_c, \varphi_c, \dot{x}_c, \dot{y}_c, \dot{\varphi}_c, x_p, y_p, \varphi_p, \dot{x}_p, \dot{y}_p, \dot{\varphi}_p] \quad (45)$$

kde index „c“ odpovídá kabelové platformě a index „p“ piezo platformě. Existuje pět vstupů

$$U = [F, M, U_1, U_2, U_3]. \quad (46)$$

F a M znamenají rušící sílu a moment působící na vláknovou platformu a U_1, U_2, U_3 jsou vstupní napětí pro jednotlivé APA. Vstupy a výstupy matematického modelu jsou navrženy jako odchylka od původní polohy v globálním souřadném systému. Výstupy modelu jsou:

$$Y = [x_c, y_c, \varphi_c, x_p, y_p, \varphi_p]. \quad (47)$$

Tento linearizovaný model byl transformován do syntaxe H^∞ . Jak už bylo řečeno, strukturované H^∞ je lokální optimalizace. Když se tedy užívá rovnou syntéza řízení vyšších řádů, může mít syntéza problém nalézt optimální řešení a tato řešení se od sebe často liší.

Je tedy vhodné použít metodu postupného zvyšování řádu a regulátor s nižším řádem vždy použít jako výchozí bod optimalizace vyššího řádu. Tento postup byl aplikován i na tento případ a postupným zvyšováním řádu byl nalezen výsledný optimální regulátor 4. řádu. Regulátor 5. řádu byl taktéž zkoušen, ale zlepšení již bylo jen minimální, proto byl zvolen regulátor 4. řádu. Úhlová poloha plošiny je nastavena jako volný parametr, aby se minimalizoval zdvih piezoelektrických prvků (viz Kapitola 5.5.1). Požadovanou trajektorii lze tudíž popsat pouze se dvěma referenčními sledovacími signály. Referenční vstupy systému jsou následující

$$[\Delta x_p; \Delta y_p]. \quad (48)$$

Výkonové výstupy jsou

$$[e_x; e_y], \quad (49)$$

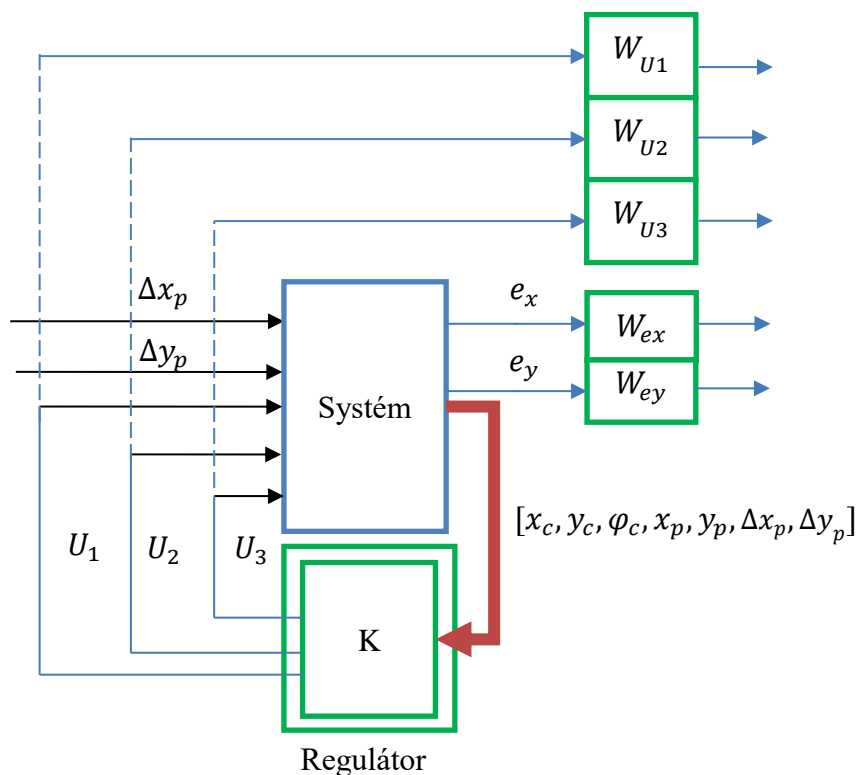
měřené hodnoty

$$Y = [x_c, y_c, \varphi_c, x_p, y_p] \quad (50)$$

výstupy z regulátoru

$$[U_1 \ U_2 \ U_3]. \quad (51)$$

Což odpovídá napěťovým vstupům pro jednotlivé APA



Obr. 50 Schéma návrhu regulátoru

Řízený systém je popsán jako zobecněný systém Linear Time Invariant (LTI) s laditelnými komponenty, viz Obr. 50. Funkce hinfstruct vyladí tyto komponenty minimalizací přenosu H^∞ normy v uzavřené smyčce ze vstupů systému $(\Delta x_p, \Delta y_p)$ na výkonové výstupy (e_x, e_y) . Frekvenční charakteristiky víceúrovňového mechanismu jsou známy, existuje sada vysokých frekvencí odpovídajících piezo platformě (viz Kapitola 5.3) a sada nízkých frekvencí odpovídajících vláknové platformě. H^∞ , pokud by pracovalo jen se systémem a regulátorem, najde řešení, ale to nebude optimální, jestliže jsou frekvence, které chceme potlačit, známé. Je vhodné aplikovat filtr nebo filtry, aby se žádané frekvence, na které se chceme zaměřit, buď posílily, nebo naopak utlumily, jestliže chceme, aby se jich syntéza řízení nedotkla [134].

Filtry byly navrženy ke kombinaci dolních propustí W_x, W_y s pásmovými filtry W_1, W_2, W_3 . Nízkopásmové filtry jsou vyladěny s ohledem na vlastní frekvence piezo platformy a filtry pásmového průchodu jsou navrženy ke zvýšení citlivosti na první tři frekvence kabelové platformy.

$$W_x = \frac{k_x * \frac{\omega_{px}}{\omega_{zx}} * (s + \omega_{zx})}{s + \omega_{px}}, \quad (52)$$

$$W_y = \frac{k_y * \frac{\omega_{py}}{\omega_{zy}} * (s + \omega_{zy})}{s + \omega_{py}}. \quad (53)$$

Kde frekvence ω_{px}, ω_{py} nastavují začátek sestupu přenosové funkce, frekvence ω_{zx}, ω_{zy} představují spodní hranici filtrů a k_x, k_y jsou zesílení celých filtrů. Druhou sadou jsou třípásmové filtry naladěné na první tři frekvence vláknové platformy. Tyto frekvence odpovídají vlastním tvarům v osách x, y a rotaci v rovině

$$W_1 = \frac{k_1 * (s * \omega_1)^2}{s^2 + 2 * a_1 * \omega_1 * s + \omega_1^2}, \quad (54)$$

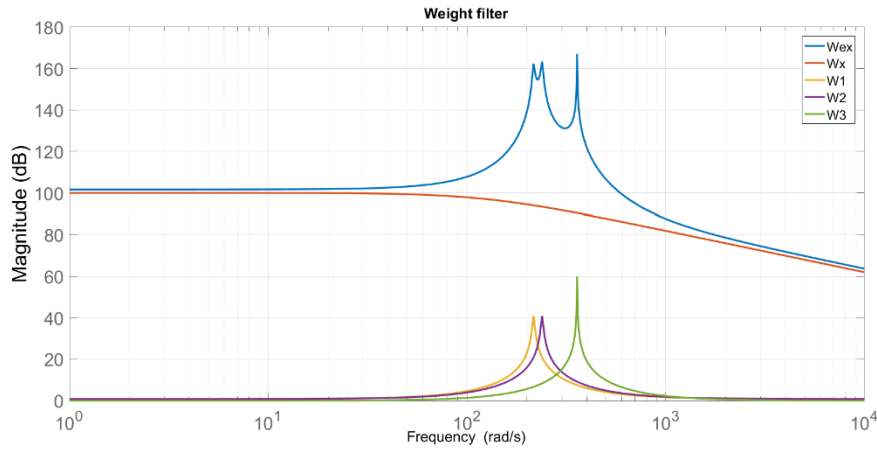
$$W_2 = \frac{k_2 * (s * \omega_2)^2}{s^2 + 2 * a_2 * \omega_2 * s + \omega_2^2}, \quad (55)$$

$$W_3 = \frac{k_3 * (s * \omega_3)^2}{s^2 + 2 * a_3 * \omega_3 * s + \omega_3^2}. \quad (56)$$

Obě sady jsou sloučeny do dvou přenosových funkcí W_{ex} a W_{ey} , které penalizují jednotlivé výkonové výstupy

$$W_{ex} = W_x * W_1 * W_2 * W_3, \quad (57)$$

$$W_{ey} = W_y * W_1 * W_2 * W_3. \quad (58)$$



Obr. 51 Amplitudová charakteristika použitého filtru

Další sadou filtrů, které jsou navrženy, jsou filtry s dolní propustí použité na kontrolní napětí W_{U1} , W_{U2} , W_{U3} a výstupy z nich jsou zahrnuty do syntézy optimalizace kontroleru. Tyto filtry omezují maximální použité řídicí napětí.

$$W_{U1} = \frac{k_{U1} * \frac{W_{pU1}}{W_{zU1}} * (s + w_{zU1})}{s + w_{pU1}}. \quad (59)$$

$$W_{U2} = \frac{k_{U2} * \frac{W_{pU2}}{W_{zU2}} * (s + w_{zU2})}{s + w_{pU2}}. \quad (60)$$

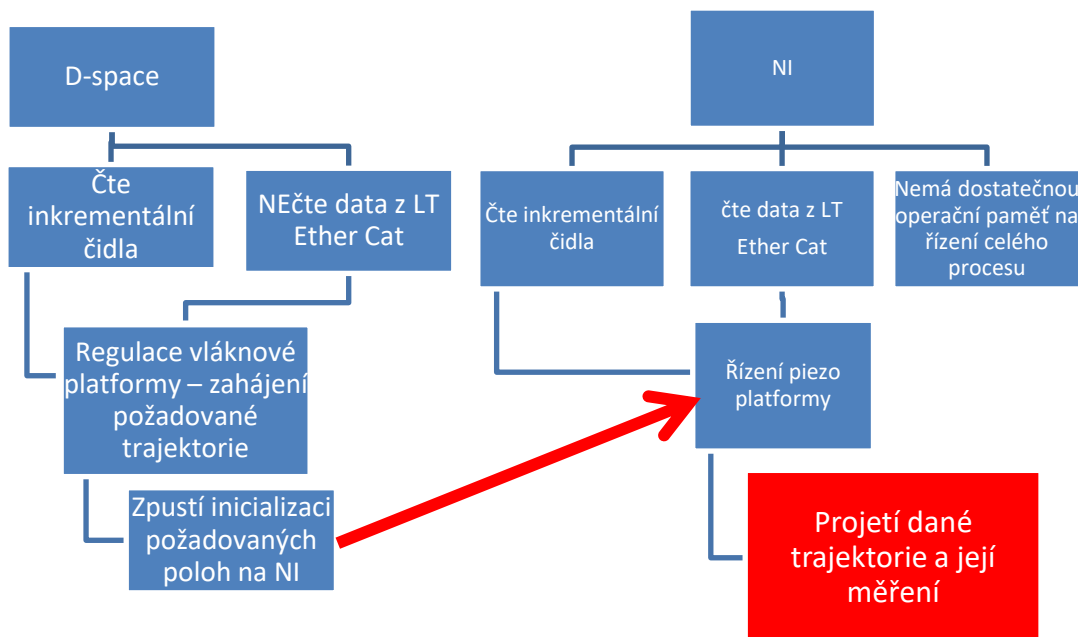
$$W_{U3} = \frac{k_{U3} * \frac{W_{pU3}}{W_{zU3}} * (s + w_{zU3})}{s + w_{pU3}}. \quad (61)$$

5.5. Implementace řízení piezo platformy

Jak je popsáno v kapitole 5.3, celý experiment je kvůli technickým omezením implementován na dvou vzájemně propojených řídicích deskách (dSpace a NI). Poloha primární platformy se měří rotačními inkrementálními senzory ve sférickém kloubu a je ovládána platformou dSpace, poloha sekundárního bodu platformy (koutový odražeč) se měří LT. Tato konfigurace senzorů a řídicích platforem ovlivňuje níže popsanou implementaci zákona řízení piezo mechanismu. Na rozdíl od linearizovaného konstrukčního modelu pro syntézu řízení, implementace řídicího zákona plně zohledňuje nelineární kinematiku sférického mechanismu [135].

Protože obě platformy používají různé polohové senzory pro různé úkoly, musí být provedeno určité řídicí propojení. Toho je dosaženo pomocí kalibrace za použití měření LT

a signálů z kardanových enkodérů. Jakmile existuje známý vztah mezi vláknovou platformou, piezoelektrickým koncovým efektozem (koutovým odražečem) a všemi senzory, může být vstupní trajektorie přeměněna na oba řídicí signály, jak na kardanové úhly, tak na polohový rádius vektor v prostoru. Řídicí deska dSpace pomocí kardanových enkodérů poté řídí trajektorii vláknové platformy v pracovním prostoru, zatímco deska NI pomocí LT zajišťuje vysokou přesnost samotného pracovního bodu koncového efektoru. Celé hardwarové schéma je vidět na Obr. 47. Protože existuje jedna trajektorie použitá ve dvou různých řídicích deskách jako řídicí vstup, je třeba použít spouštěč, aby bylo možné zahájit řízení současně. Na Obr. 47 je označeno jako inicializace. Provádí se na náběžnou hranu řídicího signálu v dSpace (Obr. 52).



Obr. 52 Schéma zapojení a spouštění jednotlivých řídicích desek

Poloha koncového efektoru piezoelektrické platformy je známa díky přímému měření LT. Proto lze použít zpětnovazební řízení, což obvykle není u vláknových manipulátorů možné. Aplikace však přináší několik otázek a obtíží a také aplikuje určitá omezení na pracovní plochu celého manipulátoru. Mezi nejdůležitější omezení patří potřeba, aby LT stále „viděl“ koutový odražeč. Nesmí tedy dojít ani k přerušení laserového paprsku jedním z vláken, nebo zastíněním samotnou platformou. Toho je docíleno optimalizovaným pohybem platformy pouze ve vymezeném prostoru, který byl nalezen při kalibraci. Jak je uvedeno výše, piezoelektrická platforma je rovinný mechanismus, a proto se řízení provádí pouze v rovině. Rovina plošiny se však pohybuje po sférické rovině kardanového kloubu. Musí být tedy provedeno jisté zjednodušení pohybu, aby se zjednodušil kontrolní úkol. Toho je dosaženo pomocí rovinného matematického modelu (Obr. 49). Za prvé, požadovaná společná poloha sféricky omezené hlavní platformy je promítnuta do roviny piezoelektrické platformy, která se nazývá ŽÁDANÁ ROVINA. Do této roviny se promítá i měření LT. Odečtením obou projekcí získáme výslednou odchylku.

$$\mathbf{T}_{04} = \mathbf{T}_{01}\mathbf{T}_{12}\mathbf{T}_{23}\mathbf{T}_{34}, \quad (62)$$

$$\mathbf{T}_{01} = \mathbf{T}_x(x_0)\mathbf{T}_y(y_0)\mathbf{T}_z(z_0)\mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x0})\mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y0})\mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z0}) \quad (63)$$

$$\mathbf{T}_{12} = \mathbf{T}_x(x_1)\mathbf{T}_y(y_1)\mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x1})\mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y1})\mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{1\text{žádaná}}), \quad (64)$$

$$\mathbf{T}_{23} = \mathbf{T}_x(x_2)\mathbf{T}_z(z_2)\mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{x2})\mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z2})\mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{2\text{žádaná}}), \quad (65)$$

$$\mathbf{T}_{34} = \mathbf{T}_y(y_3)\mathbf{T}_z(z_3)\mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{y3})\mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{z3})\mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{3\text{žádaná}}), \quad (66)$$

$$\mathbf{r}_{4CR} = [x_{4CR}, y_{4CR}, z_{4CR}, 1]^T, \quad (67)$$

$$\mathbf{T}_{04}^{-1}\mathbf{r}_{0CR_měřené} - \mathbf{r}_{4CR} = \mathbf{T}_{40}\mathbf{r}_{0CR_měřené} - \mathbf{r}_{4CR} = \Delta, \quad (68)$$

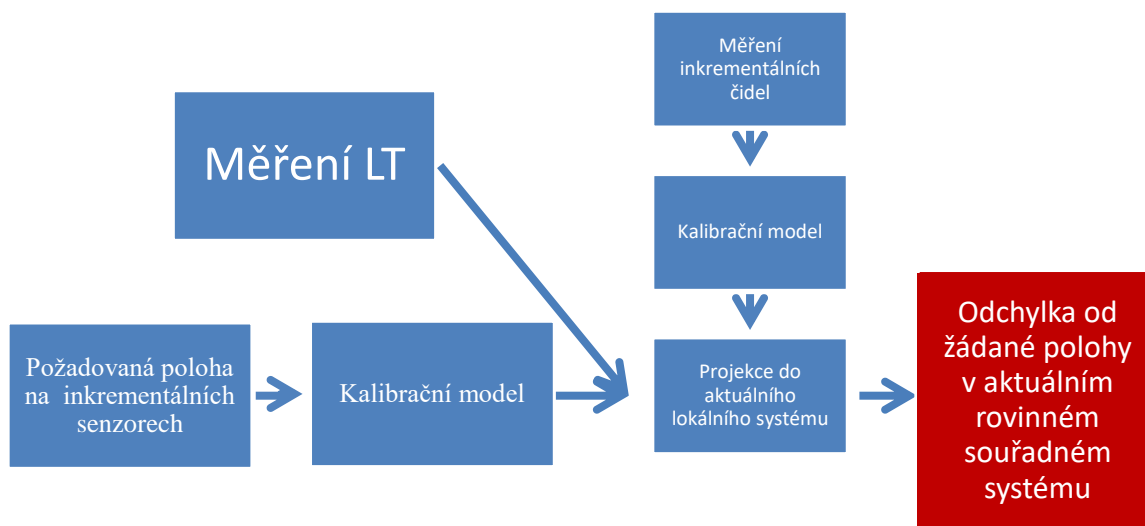
kde \mathbf{r}_{4CR} představuje rádius vektor koutového odražeče na piezopohony ovládané platformě s počátkem v souřadnicovém systému sférického kloubu a $\mathbf{r}_{0CR_měřené}$ rádius vektor koutového odražeče měřeného LT, který je také promítnut maticí \mathbf{T}_{40} do souřadného systému sférického kloubu. Pak Δ je odchylka měřeného koutového odražeče od požadované trajektorie v každé iteraci regulační smyčky $\Delta = [\Delta x_p, \Delta y_p, \Delta z_p, 0]^T$. Na základě tohoto modelu je přímo měřena poloha koncového efektoru a poloha plošiny může být vypočtena z polohy tří požadovaných trajektorií inkrementálních senzorů s chybou kalibračního modelu, který je v každé kalibrované poloze méně než 3e-5m. Za druhé, odchylka sférické vláknové platformy, která se používá v syntéze řízení, je rozdíl projekce skutečné vláknové plošiny do požadované polohy vláknové plošiny. Zjednodušení je uvedeno níže

$$x_c = (\varphi_{2desired} - (\varphi_{2m})) * r_{4CR}(1,1), \quad (69)$$

$$y_c = (\varphi_{3desired} - (\varphi_{3m})) * r_{4CR}(2,1), \quad (70)$$

$$\varphi_c = (\varphi_{1desired} - \varphi_{1m}). \quad (71)$$

Proto je syntéza řízení navržena jako sledovací úkol odchylky od požadované trajektorie, jak je uvedeno výše. Konečné vstupy do regulátoru jsou x_c , y_c , φ_c . Představují odchylku plošiny poháněné vlákny, vypočtené z měření rotačních enkodérů a požadované trajektorie v souřadném systému sférického kloubu. Hodnoty x_p , y_p představující odchylku piezo řízené platformy od požadované trajektorie v souřadném systému sférického kloubu vypočítaném pomocí rovnice (68). A konečně požadované referenční sledovací signály Δx_p Δy_p představující zápornou hodnotu odchylky x_p , y_p piezo řízené platformy (Obr. 53).



Obr. 53 Schéma projekce žádaných a aktuálních poloh do roviny platformy

5.5.1. Minimalizace zdvihů piezoelektrických pohonů

Řídicí úloha piezo ovládané platformy má dva stupně volnosti, ale existují tři aktuátory pro provedení této úlohy. Z tohoto konceptu je piezo platforma přeúčena. To má kořeny v malém rozsahu pohybu APA. Jeden další aktuátor má význam při snižování rozsahu pohybu jednotlivých APA. Toho lze dosáhnout díky rozdělení dvou stupňů pohybu do tří aktuátorů. Piezoelektricky řízená platforma je popsána systémem stavového prostoru

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix}, \quad (72)$$

se vstupy a výstupy

$$Y = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}. \quad (73)$$

Když je systém kauzální ($D=0$) a dynamická část systému je zanedbána

$$\dot{X} = 0, \quad (74)$$

může být systém přepsán jako

$$Y = -CA^{-1}Bu. \quad (75)$$

A konstantní transformační matice může být určena

$$P = -CA^{-1}B. \quad (76)$$

Má rozměr 2x3. Pak lze vyjádřit lineární závislost rozšíření na napětí

$$\mathbf{u} = \mathbf{P}'\mathbf{Y}. \quad (77)$$

Tento systém má dvě rovnice pro tři neznámé, proto má nekonečně mnoho řešení. Existují však omezení rozsahu pohybů aktuátorů APA. Mají maximální provozní napětí 150 V. Na základě toho je jedno vstupní napětí nastaveno jako variabilní parametr ve známém rozsahu

$$\mathbf{u}_3 = \langle 0: 1: 150 \rangle. \quad (78)$$

Pak lze získat dva vektory pro vstupní napětí u_1 a u_2 ve specifické poloze $Y = [x, y]$ v závislosti na napětí u_3

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \end{bmatrix} = \mathbf{P}(1: 2, 1: 2)'\mathbf{Y} - \mathbf{P}(1: 2, 3) \begin{bmatrix} \mathbf{u}_3 \\ \mathbf{u}_3 \end{bmatrix}, \quad (79)$$

ve formě vektoru s danou strukturou

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \\ \mathbf{u}_3 \end{bmatrix}, \quad (80)$$

a lze najít maximum absolutní hodnoty z hlediska maximálního použití APA

$$[M, P] = \max(\text{abs}(\mathbf{F})), \quad (81)$$

kde \mathbf{M} je vektor hodnot a P je index řádku v matici. Následuje stanovení minima hodnoty \mathbf{M}

$$[V, I] = \min(\mathbf{M}), \quad (82)$$

kde V je hodnota a I je index pozice ve vektoru. Jestliže vektor \mathbf{M} má stejný počet sloupců jako vektor \mathbf{F} , pak I představuje index optimální sady vstupních napětí k dosažení požadované polohy Y omezené provozním napětím pro APA 3. A optimální napětí je vybráno jako

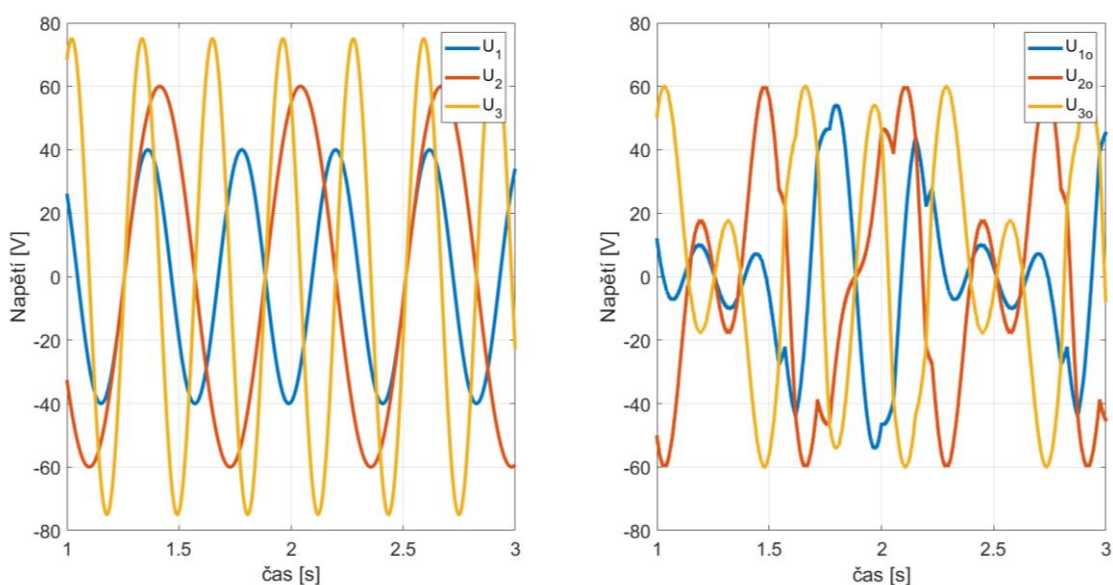
$$u_{1optimal} = \mathbf{F}(1, I), u_{2optimal} = \mathbf{F}(2, I), u_{3optimal} = \mathbf{F}(3, I). \quad (83)$$

Pro vyhodnocení byly na každý vstup aplikovány tři různé sinové vlny. Následující parametry Tabulka 3 patří jednotlivým křivkám [136].

Sinová vlna	u_1	u_2	u_3
Amplituda [V]	40	60	75
Tendence	0	0	0
Frekvence [rad/sec]	15	10	20
Fáze [rad]	0	0	0

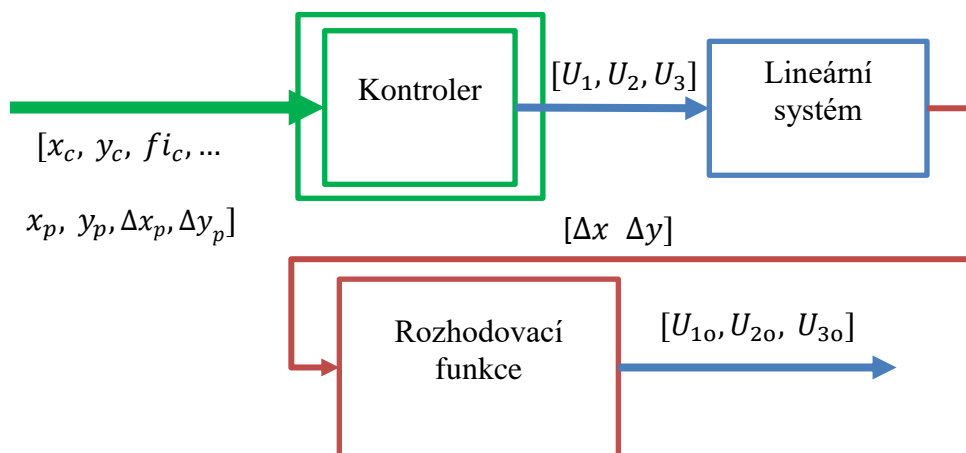
Tabulka 3 Parametry sinových vln

Jsou to vstupy (u_1, u_2, u_3) do stavového modelu piezo ovládané platformy, výstupy (x, y) jsou pak nastaveny jako vstupy do rozhodovací funkce, která určuje nové optimální vstupy (u_{10}, u_{20}, u_{30}) viz Obr. 55, a jsou testovány na stejném modelu stavového prostoru. Výsledky jsou uvedeny na Obr. 54.



Obr. 54 Optimalizované napětí

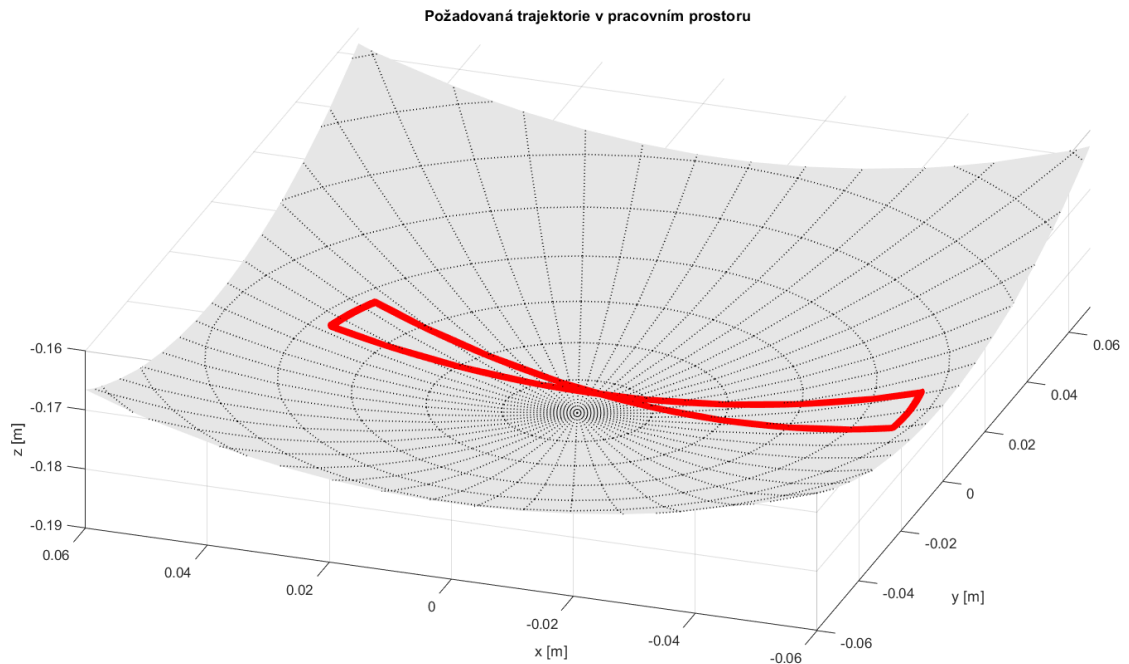
Konečná struktura řízení s rozhodovací funkcí je uvedena níže Obr. 55.



Obr. 55 Schéma s rozhodovací funkcí a optimálním napětím

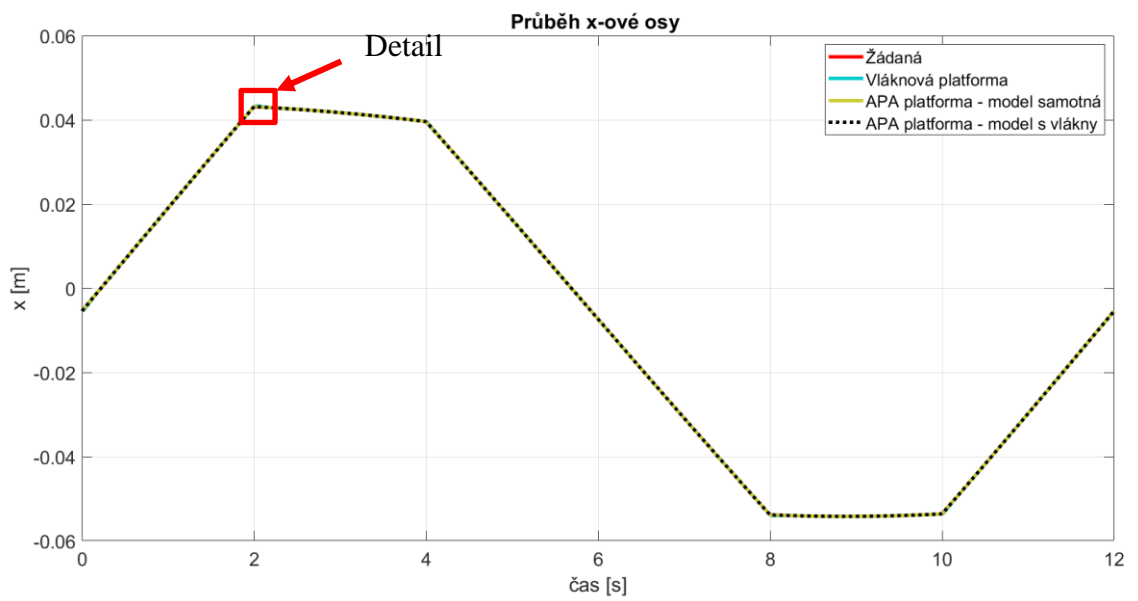
5.6. Experiment – simulační výsledky

Výše popsané strategie byly implementovány do experimentálního demonstrátoru a úspěšně testovány. Globální strategie řízení odpovídá Obr. 47. Redundantní kabelová platforma byla řízena, jak je popsáno v kapitole 5.4.2 a strategie H^∞ a optimalizace vstupního napětí je aplikována na redundantní piezo – platformu. Výsledná syntéza řízení byla aplikována na 3 rozdílné trajektorie.

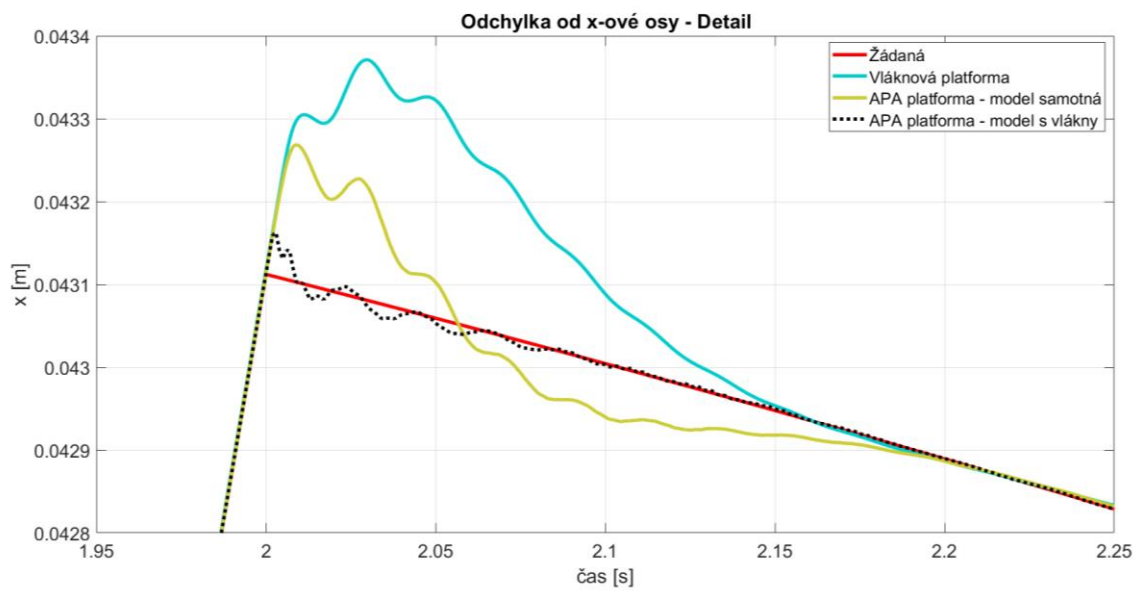


Obr. 56. Požadovaná 1 trajektorie

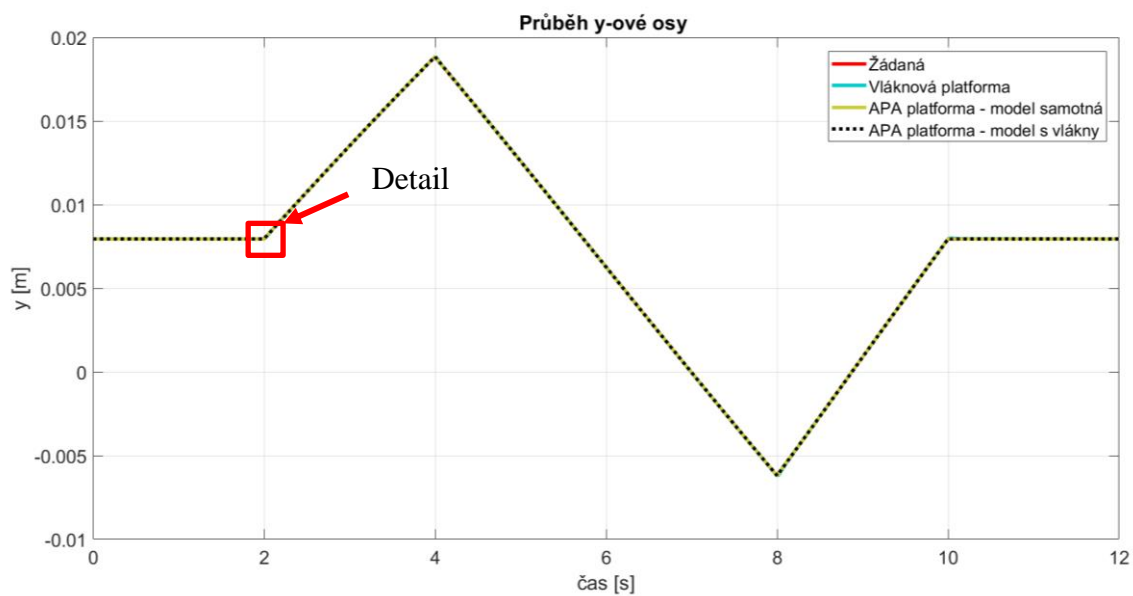
Existují čtyři trajektorie, červená je požadovaná trajektorie specifikovaná $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$, čára pojmenovaná Vlákňová platforma představuje sledování požadované trajektorie s deaktivovaným řízením piezo platformy, to znamená nepřesnosti způsobené čistě platformou poháněnou kabelem. Řízení APA platforma – model samotná odkazuje na výchozí strategii řízení navrženou pouze na matematickém modelu piezo – platformy a řízení APA platforma – model s vlákny představuje konečnou podobu regulátoru navrženého na matematickém modelu obsahujícím vlákňovou platformu (Obr. 49). Pro lepší přehlednost jsou časové průběhy každé řízené osy zobrazeny v Obr. 56 - Obr. 60.



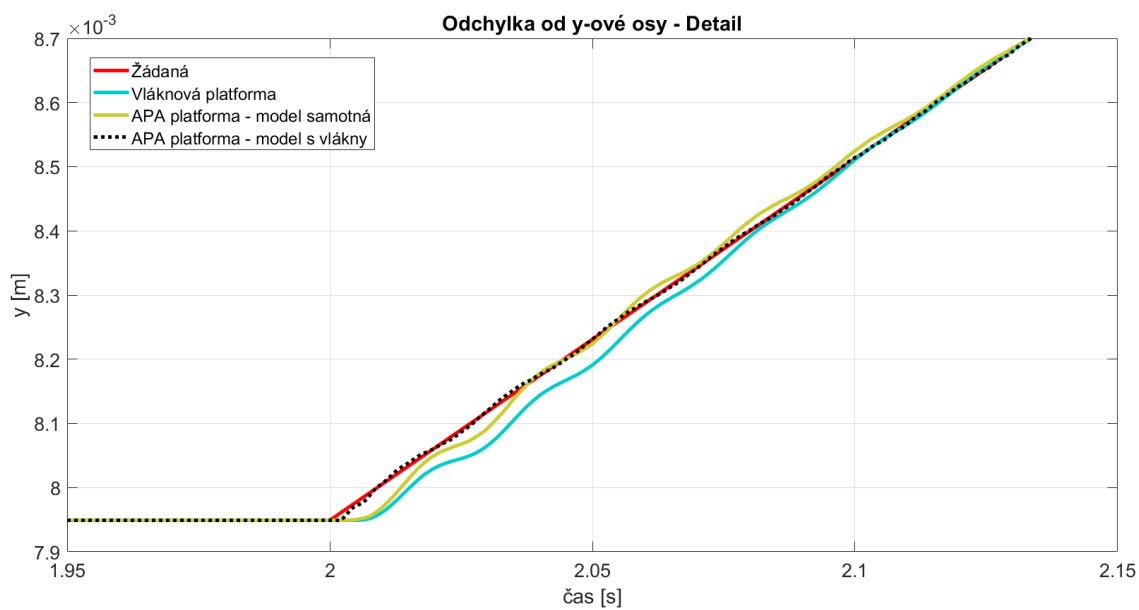
Obr. 57. Experiment – časový průběh na ose X



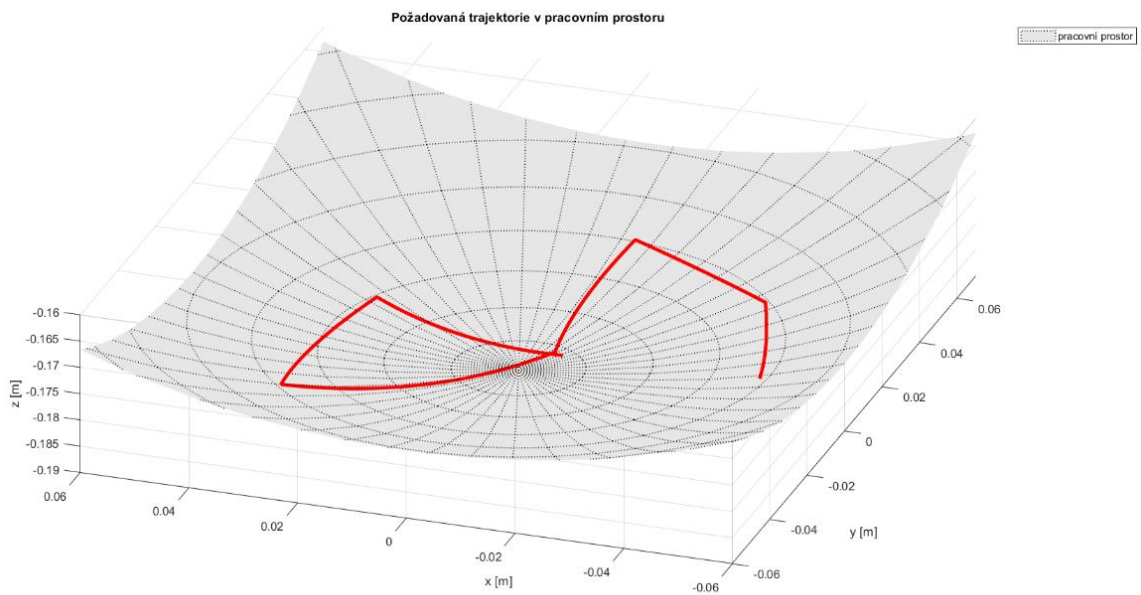
Obr. 58. Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail



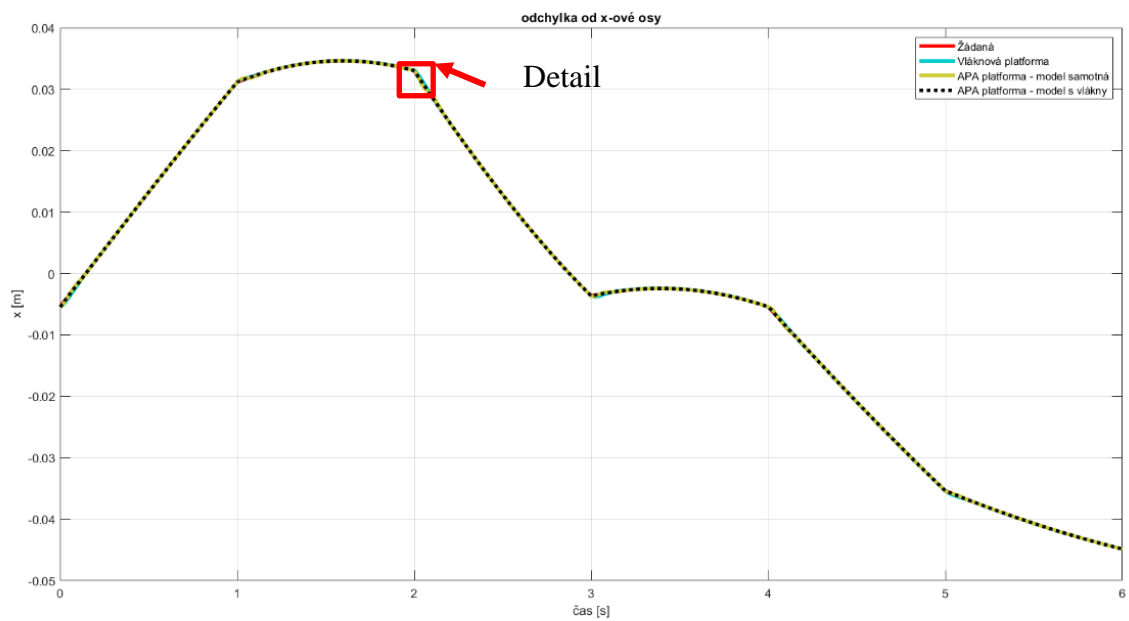
Obr. 59. Simulační experiment – časový průběh na ose Y



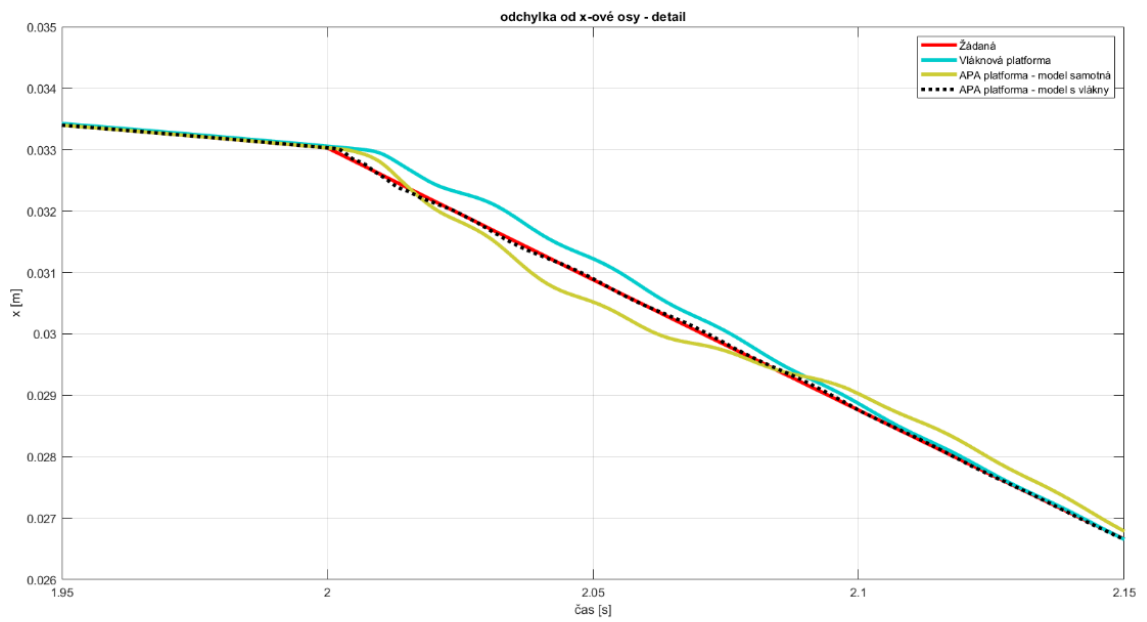
Obr. 60. Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail



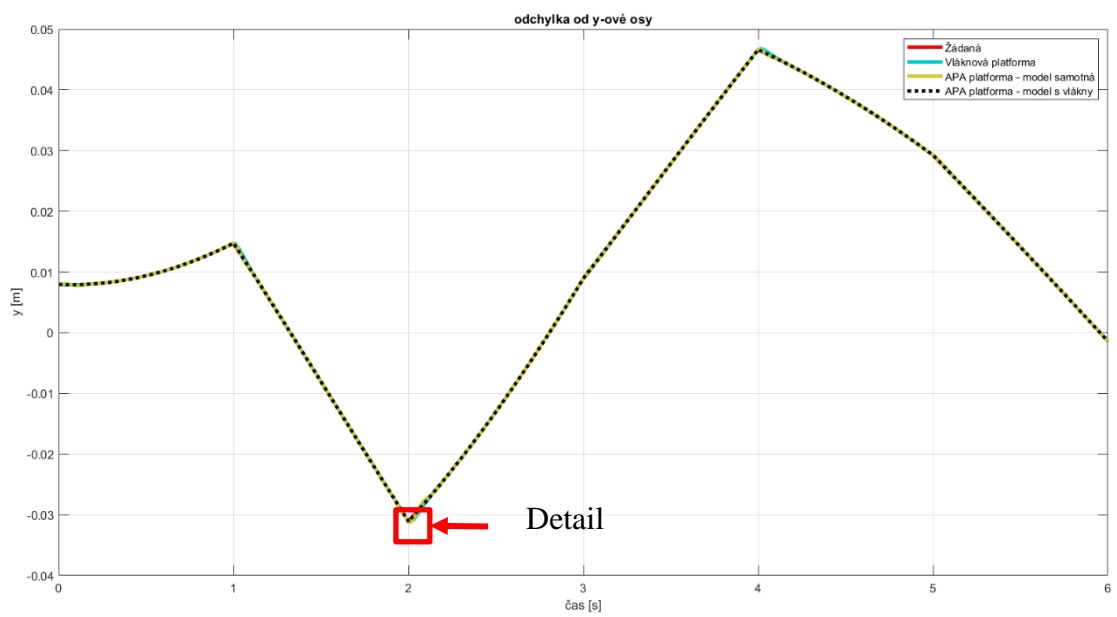
Obr. 61 Požadovaná 2 trajektorie



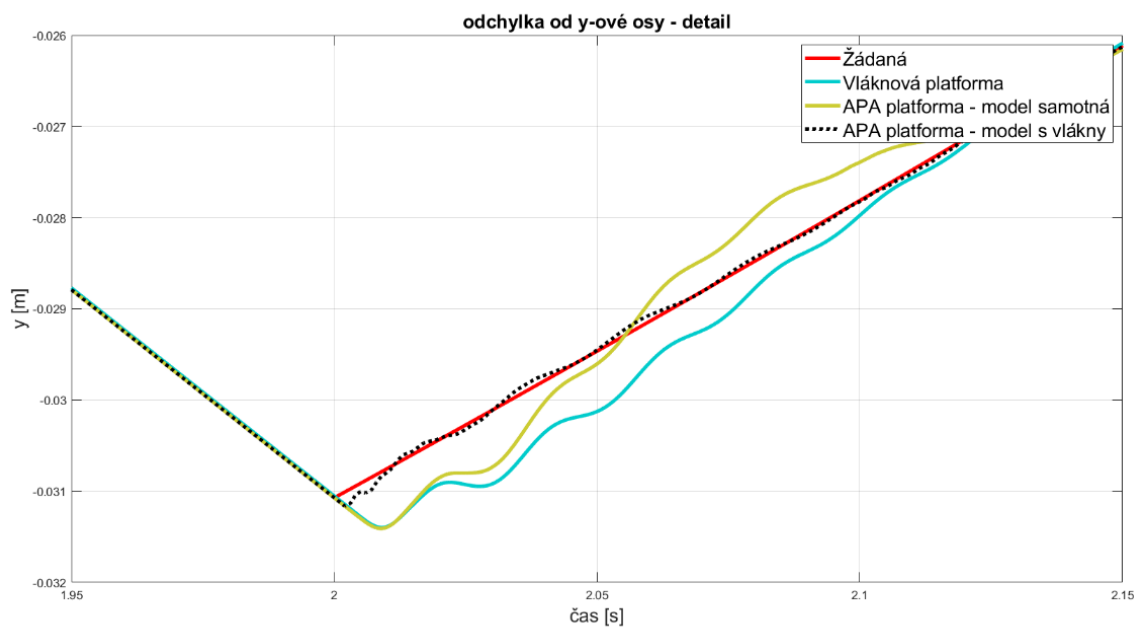
Obr. 62 Simulační experiment – časový průběh na ose X



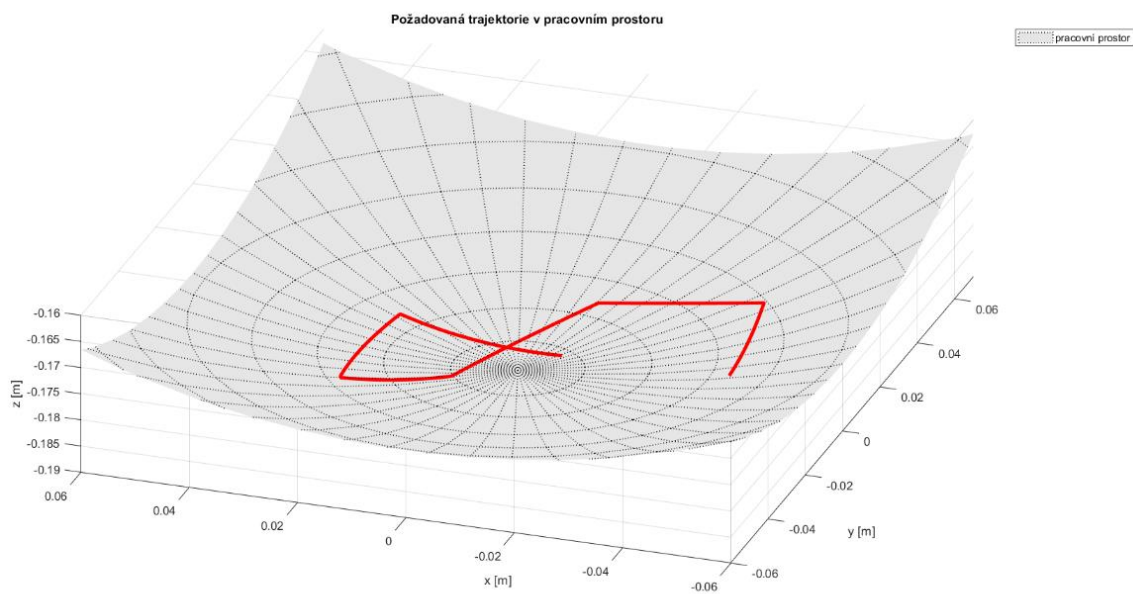
Obr. 63 Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail



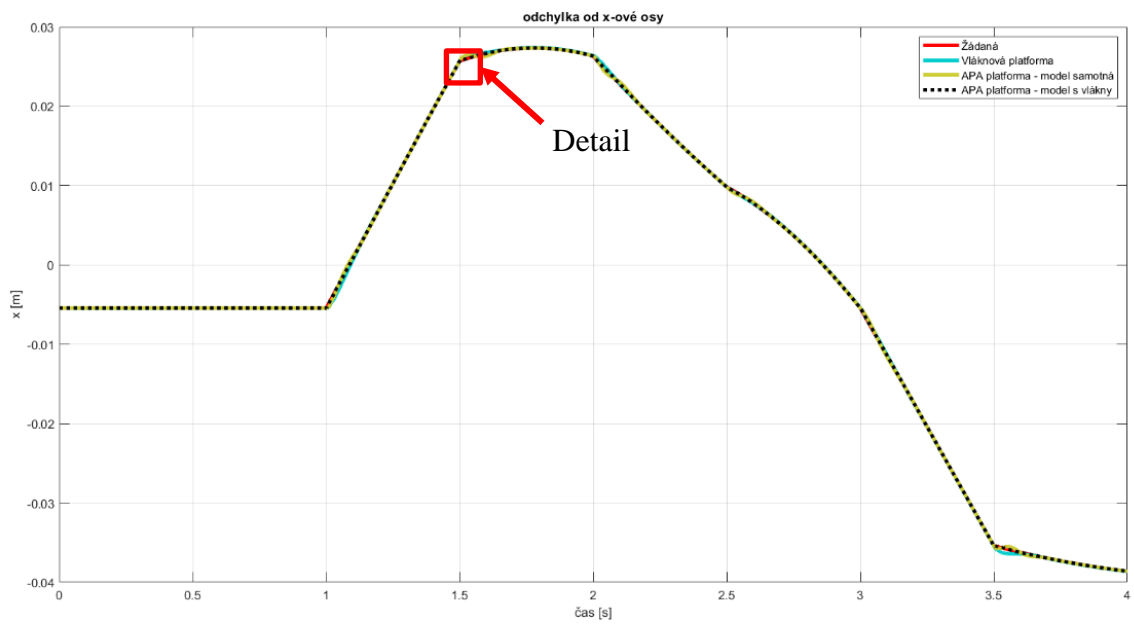
Obr. 64 Simulační experiment – časový průběh na ose Y



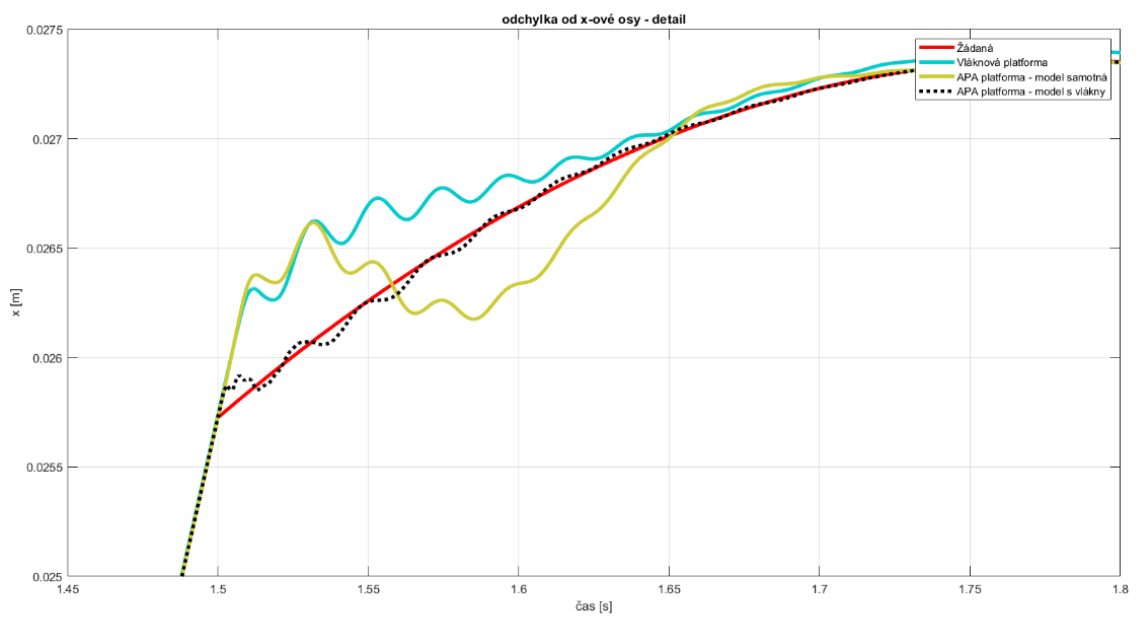
Obr. 65 Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail



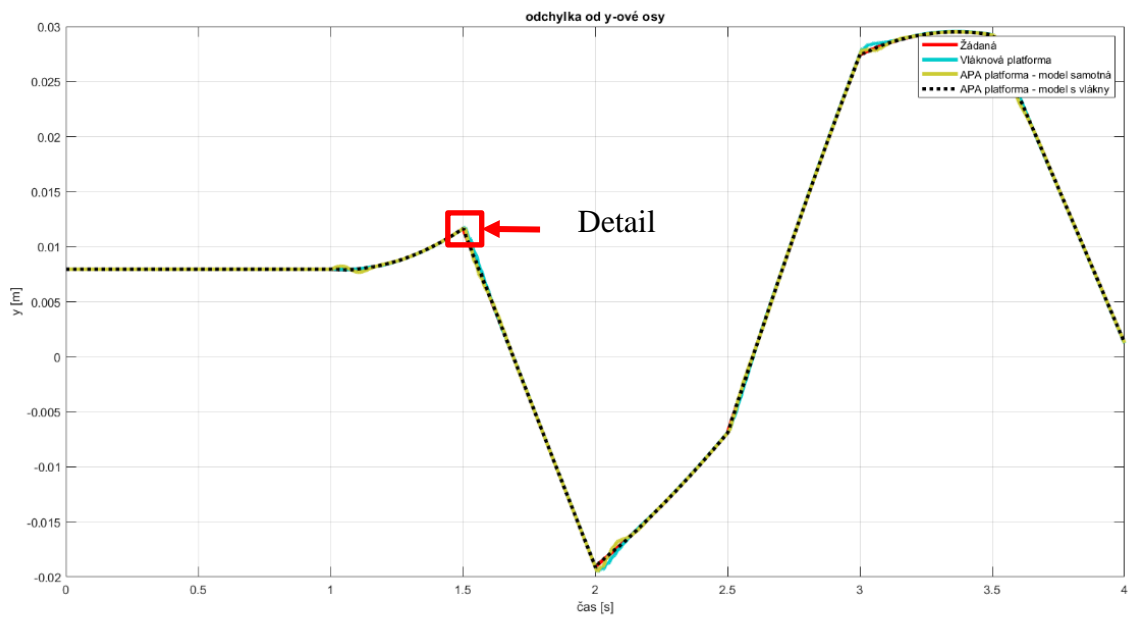
Obr. 66 Požadovaná 3 trajektorie



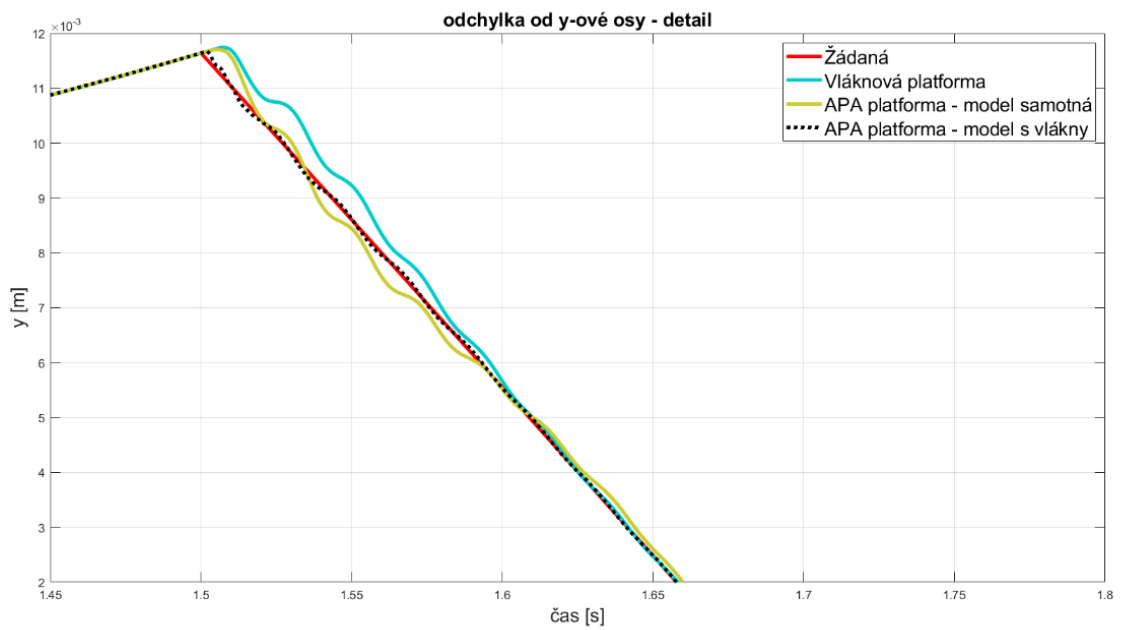
Obr. 67 Simulační experiment – časový průběh na ose X



Obr. 68 Simulační experiment – časový průběh na ose X – Detail



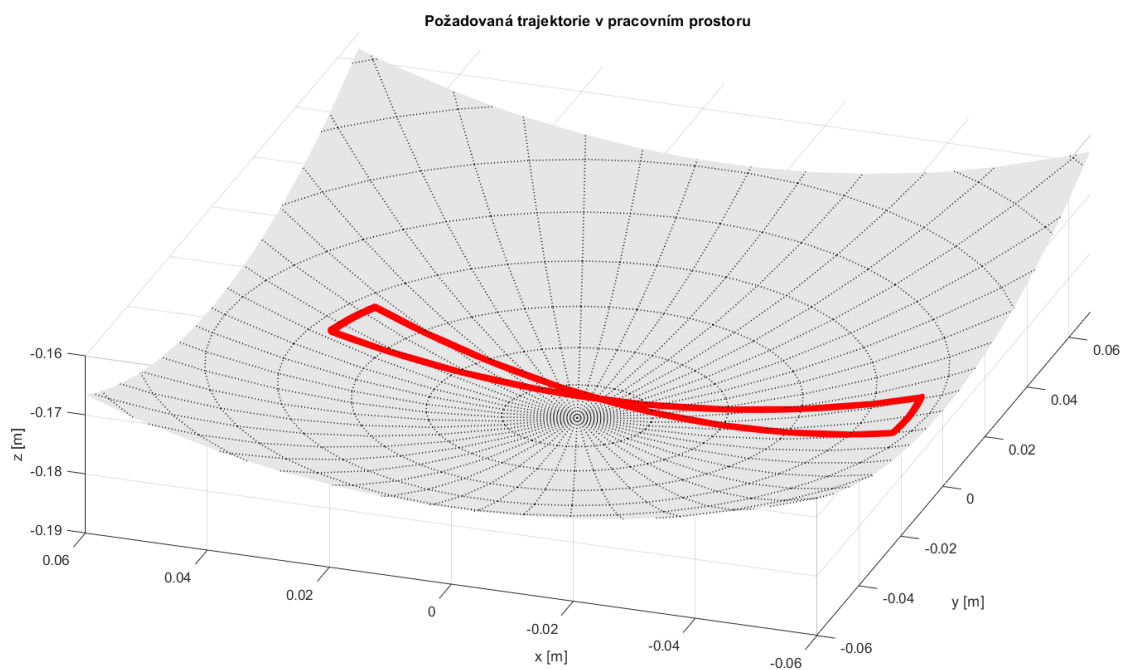
Obr. 69 Simulační experiment – časový průběh na ose Y



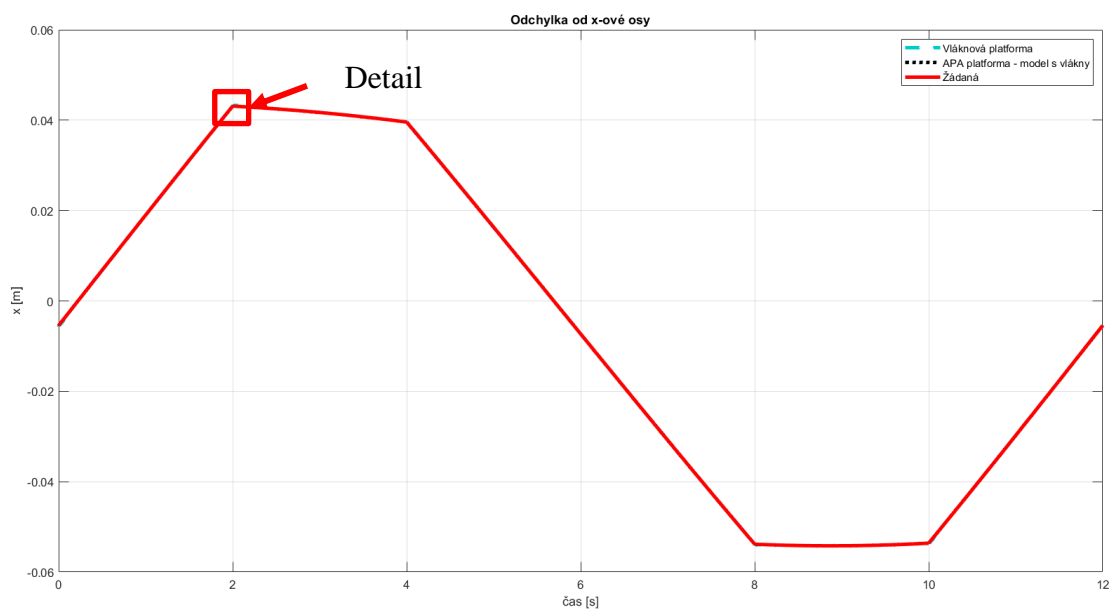
Obr. 70 Simulační experiment – časový průběh na ose Y – Detail

5.7.Experiment – výsledky

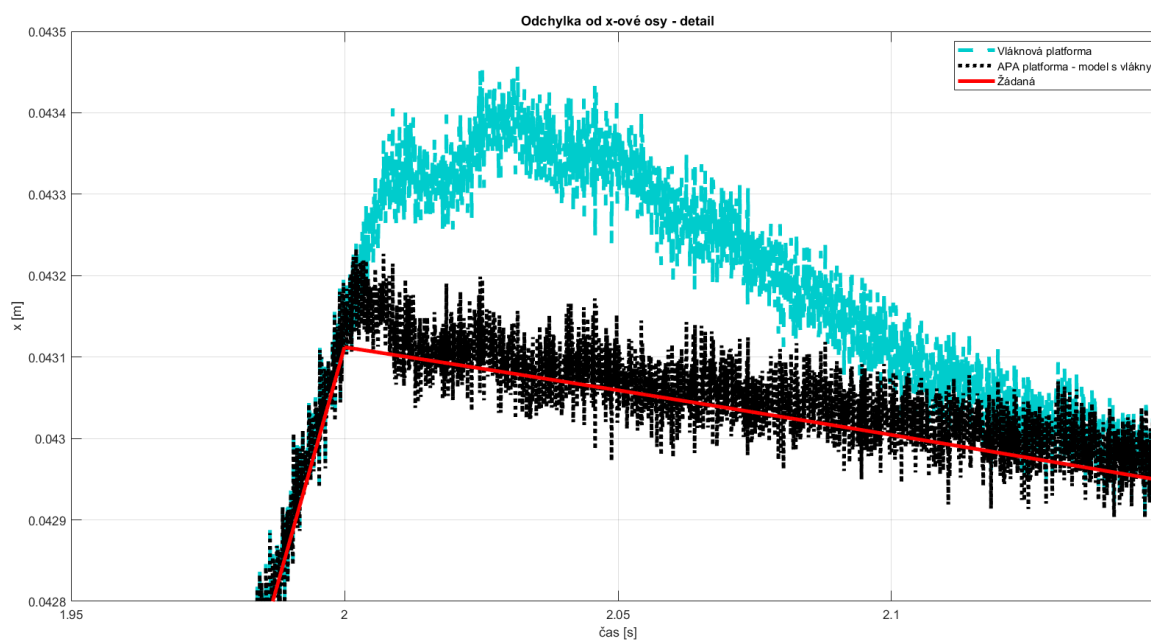
Jako experimentální trajektorie, pro měření na demonstrátoru, byla vybrána trajektorie č. 1 (Obr. 71). Je měřen CR na piezo platformě, který je na grafech označen jako APA platforma – model s vlákny (Obr. 72, Obr. 73, Obr. 74, Obr. 75). Poloha vláknové platformy (označená jako vláknová platforma) je dopočítávána pomocí kalibračních rovnic, jak je popsáno v kapitole 5.5.



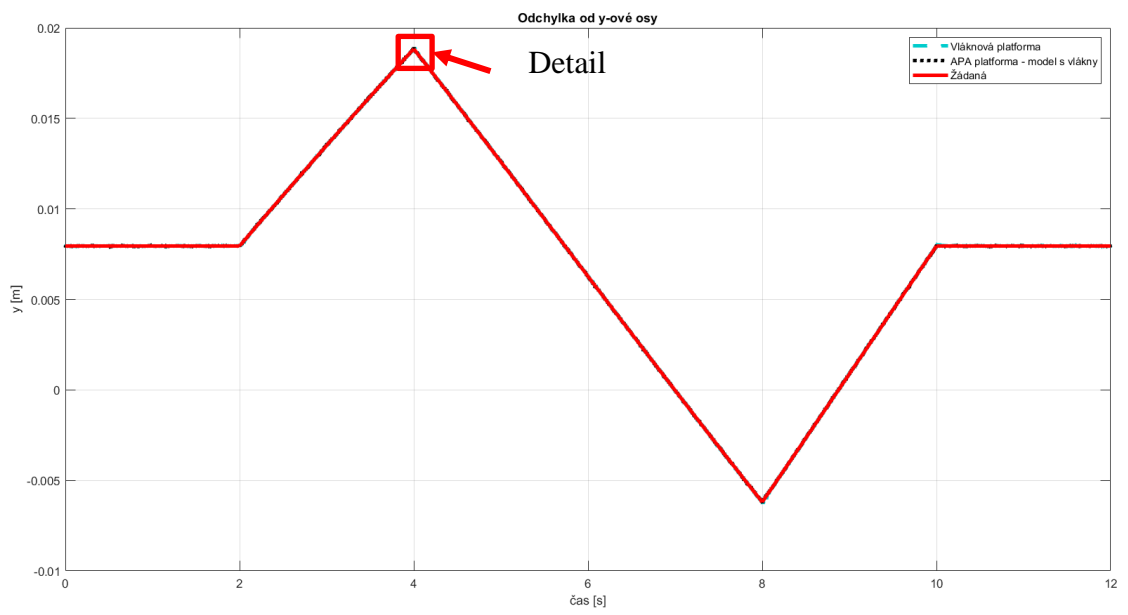
Obr. 71. Požadovaná 1 trajektorie



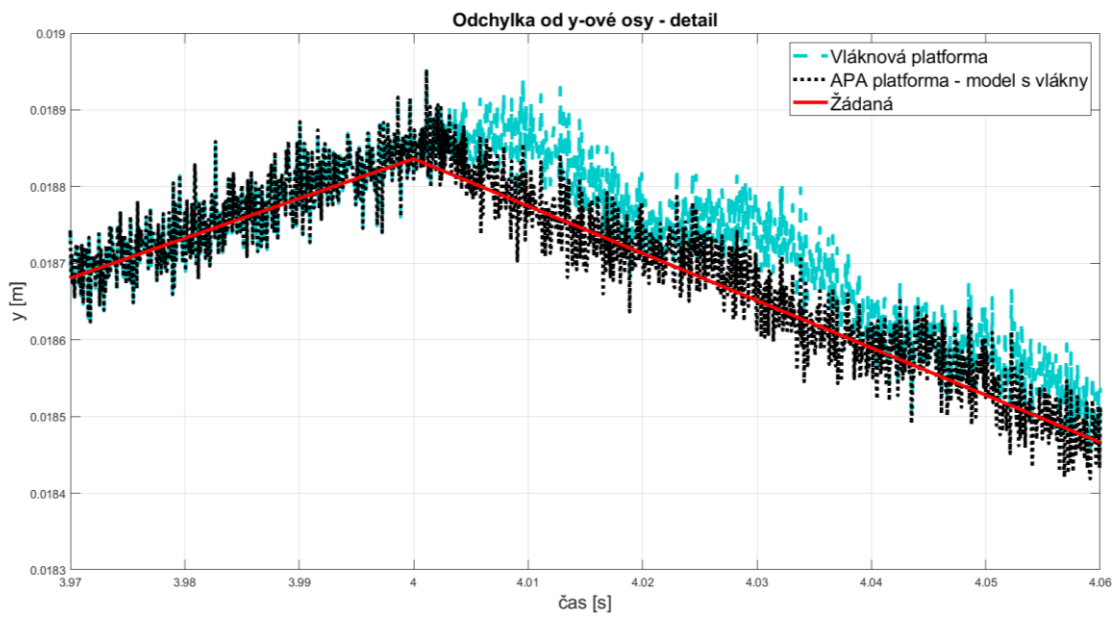
Obr. 72. Experiment – časový průběh na ose X



Obr. 73 Odchylka od x – ové osy – Detail



Obr. 74 Experiment – časový průběh na ose Y



Obr. 75 Odchylka od y-ové osy – Detail

6. Důsledky pro rozvoj vědy

V oblasti vývoje a využití lehkých mechanismů s velkým pracovním prostorem probíhá v současné době aktivní výzkum, který se zaměřuje na rozvinutí jejich kladných vlastností a současně se snaží odstranit jejich nedostatky. Jak bylo uvedeno v této práci, jejich hlavním negativem je velká poddajnost. A co se týče kritéria velkého pracovního prostoru, jsou zde brány sériové kinematické řetězce a paralelní vláknové mechanismy. U sériových struktur probíhá aktivně výzkum použití jejich výhod například při obráběcích procesech. To však klade velké nároky na jejich tuhost. U vláknových mechanismů je problém s použitím vláken jako prvkem mezi platformou a pohonem. To vnáší do mechanismu velkou míru poddajnosti. Výzkum přidané hodnoty k již stávajícímu mechanismu a následně tak zlepšení jeho vlastností je velice populární i v mnoha firmách. Pro obě tyto struktury se jedná o co nejmenší zásah do jejich vlastností s co největším ziskem.

V práci jsou popsány postupy, jak je možné dosáhnout vytyčeného cíle zpřesnění lehkých mechanismů, a to pro oba případy. Pro sériovou strukturu je vybrán nejvhodnější koncept dodatečného odměřování poddajností ramen a převodovek, a následně popsána syntéza řízení celého robota a přidání regulátoru kompenzujícího měřené poddajnosti. U paralelní vláknové struktury je zase představena optimalizace přidané platformy pro co nejlepší splnění daného požadavku. A opět navržení vhodného řízení kompenzující poddajnosti mechanismu. U obou těchto případů byla ověřena funkčnost přidané hodnoty na demonstrátorech. Tato práce se zabývá komplexní analýzou celého problému, od navržení řešení až po realizaci. Ovšem v průběhu řešení se objevilo několik otázek, které mohou být předmětem dalšího výzkumu. Je to například možnost odměřovat ramena robota jinou formou než laserem, kde hrozí přerušování paprsku. U vláknové struktury odrušení laserového odměřování koncového bodu, které opět může být příčinou omezení pracovního prostoru mechanismu.

7. Důsledky pro průmyslovou praxi

Práce předkládá základy návrhů inovativních komponentů strojů pro lepší přesnost jejich koncového efektoru. Prezентuje možnost zlepšení přesnosti již postavených mechanismů s minimálním omezením jejich pracovních schopností. Přidaná hodnota, k již postavené struktuře je realizována přídatným odměřováním či aktuováním a navržením vhodného řídicího regulátoru, který je přidán, k již používané řídicí struktuře. Tím je dosaženo zdatelného zpřesnění obou mechanismů pouze s minimálními zásahy do jejich konstrukce a s relativně malou cenovou zátěží oproti jejich pořizovacím nákladům. To přináší možnosti provádět přesnější operace s levnějšími stroji. Díky tomu, že je měření a korekce prováděna v reálném čase není zapotřebí žádné další předpočítávací metody a snižuje se tak čas i náročnost provádění požadovaných úkolů. Díky tomu je možné vzniklé mechanismy použít v nejrůznějších operacích od svařovacích robotů po přesné manipulátory a zakladače.

8. Závěr

Disertační práce byla zaměřena na možnosti zlepšení vlastností mechanismů na základě redundantního odměřování či aktuování. Po analýze problému a dosavadního poznání v této oblasti byl formulován poznatek, že jsou dvě velké skupiny strojů. První skupina potřebuje ke zlepšení svých vlastností primárně redundantní odměřování a druhá skupina, které zase více pomůže redundantní aktuování. Pro obě tyto skupiny byly vybrány zástupci mechanismů pro podrobnější analýzu. Pro redundantní odměřování jsou to roboti se sériovou strukturou a pro redundantní aktuování roboti s paralelní kinematickou strukturou, přesněji vláknové mechanismy. S těmito znalostmi byly definovány cíle práce, které definují kroky u jednotlivých skupin pro dosažení požadovaného zlepšení přesnosti.

Prvním cílem přímo vycházejícím z požadavku zpřesnění koncového členu robota pomocí přídavného odměřování bylo navržení konceptu takového odměřování, aby byla co nejvíce zachována jeho pohyblivost a byl co nejméně omezen jeho pracovní prostor. V kapitole 4 je představena sériová struktura a podrobněji popsány její nedostatky. V podkapitole 4 jsou představeny možné koncepty redundantního odměřování a srovnány jejich přednosti a nedostatky. Na základě toho byl vybrán koncept odměřování podél struktury robota, co nejméně omezujícího pracovní prostor. Zde je nejmenší riziko přerušení laserového paprsku odměřování, a tím i ztráty dat. V podkapitole 4.1 je představena vhodná odměřovací technika a principy jejího modelování a použití.

Druhým cílem, který na předchozí přímo navazuje, bylo navrhnout vhodnou syntézu řízení zohledňující zvolený koncept odměřování včetně přidaných senzorů. Pro tento úkol bylo potřeba vytvořit detailní poddajný simulační model obsahující přídavné odměřování, protože zkoušet syntézu řízení na reálném demonstrátoru přímo je velice nebezpečné. Proto byl představen detailní simulační dynamický poddajný model demonstrátoru s přídavným odměřováním (podkapitola 4.2). Tento model popisuje reálný demonstrátor, na kterém byla výsledná syntéza řízení odzkoušena. Syntéza řízení, která se běžně v praxi používá, je představena v podkapitole 4.4 pomocí vypočítaných točivých momentů (Computed Torques) a následně je obohacena o regulátor navržený metodou H^∞ v podkapitolách 4.7 - 4.9. Regulátor navržený pomocí vypočtených točivých momentů se používá na řízení motorů s jejich primární zpětnou vazbou. Regulátor optimalizovaný pomocí H^∞ zahrnuje přídavné odměřování za převodovkami a signály z laserových odměřovačů, měřící poddajnosti ramen. Výsledky z modelu i z reálného demonstrátoru dosahují uspokojivých výsledků a přesnost demonstrátoru je s přídavnými čidly zlepšena přibližně čtyřikrát (podkapitola 4.11). Je zde třeba podotknout, že demonstrátor byl navržen záměrně poddajný, aby bylo zlepšení co nejvíce patrné.

Třetí dílčí cíl se zaměřil již na mechanismy, kterým více než nadbytečné odměřování pomůže dodatečné aktuování. Je zaměřen na vláknové paralelní mechanismy, kde je nadbytečné odměřování složité a dochází k velkému omezení jejich pracovního prostoru. Na základě této znalosti byl třetí cíl zaměřen na navržení vhodného konceptu nadbytečného aktuování, které by dosáhlo zlepšení polohování vláknových mechanismů při rychlých

pohybech. To je spojeno s návrhem a optimalizací mechanických vlastností přidavné platformy. Prvotně je představen demonstrátor lanového mechanismu Hexasphere, na kterém budou probíhat experimenty (podkapitola 5.3). V této podkapitole je rovněž prezentováno navržení a optimalizace mechanických vlastností přidané struktury pro co nejlepší funkčnost při řešení daného problému sledování trajektorie.

Čtvrtý dílčí cíl přímo navázal na třetí a klade si za úkol navrhnout vhodnou syntézu řízení pro přidanou strukturu na simulačním modelu a následně regulátor otestovat i na reálném demonstrátoru. Pro detailnější popis demonstrátoru byl nejprve představen princip kalibrace vláknového mechanismu s externím odměřováním koncového členu (podkapitola 5.4.1). Tento kalibrovaný model byl použit při řízení a při syntéze regulátoru. Syntéza regulátoru je dělána pomocí optimalizace H^∞ a je představena v podkapitole 5.4.2, jak pro samotnou přidanou strukturu, tak pro přidanou strukturu s modelem vláknové platformy. V další podkapitole je představena detailní implementace řízení. Z principu přidané platformy a požadavků na redukci rovinných odchylek se třemi aktuátory můžeme říci, že platforma je přeúčtená. Jelikož piezoelektrické pohony, které jsou pro platformu použity mají malý zdvih, je v podkapitole 5.5.1 představen princip využití nadbytečného pohonu k redukci zdvihů všech piezoelektrických pohonů. Výsledný regulátor je testován na reálném demonstrátoru Hexasphere. Výsledky, které vykazují velké zlepšení koncového členu vláknového mechanismu, jsou představeny v podkapitole 5.6. a 5.7. Z výsledků je patrné, že navržená přidavná struktura zlepšila sledování požadované polohy zhruba o 60 % v závislosti na rychlosti pohybu a složitosti požadované trajektorie.

Všechny vytčené cíle disertační práce byly splněny. Disertační práce pokryla problematiku od teoretického výzkumu přidávaných aktuátorů a senzorů, přes optimalizaci jejich struktur, pohonů a senzorů až po výzkum vhodných metod řízení a jejich implementaci na experimentální demonstrátory.

9. Citovaná literatura

- [1] N. Vahrenkamp a T. Asfour, „Representing the robot’s workspace through constrained manipulability analysis,“ *Auton Robot*, sv. 38, pp. 17-30, 2015.
- [2] R. Fareh, M. Saad a M. Saad, „Distributed control strategy for flexible link manipulators,“ *Robotica*, p. 33, 2014.
- [3] S. Lahouar, E. Ottaviano, S. Zeghou, L. Romdhanec a M. Ceccarelli, „Collision free path-planning for cable-driven parallel robots,“ *Robotics and Autonomous Systems*, sv. 57, pp. 1083-1093, 2009.
- [4] P. Borgstrom a e. al., „A Cable-Driven Robot With Self-Calibration Capabilities,“ *IEEE Transactions on Robotics*, sv. 29, č. 5, pp. 1005-1015, 2009.
- [5] A. Preumont, *Mechatronics: dynamics of electromechanical and piezoelectric systems*, Dordrech: Springer, 2006.
- [6] T. Müller, „Model-based control of redundantly actuated parallel manipulators in redundant coordinates,“ *Robotics and Autonomous System*, sv. 60, pp. 563-571, 2012.
- [7] M. Valášek a M. Karásek, „Kinematical Analysis of HexaSphere,“ v *Conference Proceedings of Engineering Mechanics*, 2009.
- [8] A. Aflakiyan, H. Bayani a T. M. Masouleh, „Computed Torque Control of a Cable Suspended Parallel Robot,“ v *Proc. of the 3rd RSI International Conference on Robotics and Mechatronics*, Teheran, 2015.
- [9] A. Pott a V. Schmidt, „On the Forward Kinematics of Cable-Driven Parallel Robots,“ v *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Hamburg, 2015.
- [10] M. A. Khosravi a D. H. Taghirad, „Dynamic Modeling and Control of Parallel Robots With Elastic Cables - Singular Perturbation Approach,“ *IEEE TRANSACTIONS ON ROBOTICS*, sv. 30, č. 3, pp. 694-704, 2014.
- [11] G. Yang, S. K. Mustafa, S. H. Yeo, W. Lin a W. B. Lim, „Kinematic design of an anthropomimetic 7-DOF cable-driven,“ *Front. Mech. Eng.*, sv. 6, č. 1, pp. 45-60, 2011.

- [12] B. Zi, S. Qian a A. Kecskeméthy, „Design and Development of a Reconfigurable Cable Parallel Robot,“ v *Proceedings of The 14th IFTOMM World Congress*, Taipei, 2015.
- [13] S. Yeo, G. Yang a W. Lim, „Design and analysis of cable-driven manipulators with variable stiffness,“ *Mechanism and Machine Theory*, sv. 69, pp. 230-244, 2013.
- [14] K. J. Park, „Flexible robot manipulator path design to reduce the endpoint residual vibration under torque constraints,“ *Journal of Sound and Vibration*, sv. 275, pp. 1051-1068, 2004.
- [15] D. Kanaan, W. P. a D. Chablat, „Kinematic analysis of a serial–parallel machine tool: The VERNE machine,“ *Mechanism and Machine Theory*, sv. 44, č. 2, pp. 487-498, 2009.
- [16] L. Yi a Z. Dai, „Dynamic model of redundant hybrid manipulators connected in series by three or more different parallel manipulators with linear active legs,“ *Mechanism and Machine Theory*, sv. 103, pp. 222-235, 2016.
- [17] B. Hu, „Complete kinematics of a serial-parallel manipulator formed by two Tricept parallel manipulators connected in serials,“ *Nonlinear Dynamics*, sv. 78, pp. 2685-2698, 2017.
- [18] G. El-Ghazaly, M. Gouttefarde, V. Creuze a F. Pierrot, „Maximum Wrench Feasible Payload in Cable-Driven Parallel Robots Equipped with a Serial Robot,“ v *Proceedings of IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, 2016.
- [19] P. Svatoš, Z. Šika, P. Beneš, H. M. a J. Zavřel, „Cable Driven Mechanisms with Added Piezo Active Platform,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 11, č. 38, pp. 19-24, 2015.
- [20] M. Ying a A. S. Kumar, „Design of a Cable-Driven Arm Exoskeleton (CAREX) for Neural Rehabilitation,“ *IEEE TRANSACTIONS ON ROBOTICS*, sv. 28, 2012.
- [21] Q. Duan, X. Jin a S. Agrawal, „Addition of springs and its impact on cable-driven serial manipulators,“ v *Proceedings of the ASME 2014 IDETC/CIE*, New York, 2014.
- [22] L. Pigani a P. Gallina, „Cable-direct-driven-robot (CDDR) with a 3-link passive serial support,“ *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, sv. 30, pp. 265-276, 2014.

- [23] Ferretti. G., Magnani. G. a Rocco P., „Force Oscillations in Contact Motion of Industrial Robots: An Experimental Investigation,“ *IEEE Trans. Mechatronics*, sv. 4, č. 1, pp. 86-91, 4 1999.
- [24] „www.advocut.de,“ [Online]. Available: <http://www.advocut.de>. [Přístup získán 2017].
- [25] E. (. Abele, *ADVOCUT*, Darmstadt: TU Darmstadt, 2007.
- [26] E. Abele, M. Weigol a S. Rothenbücher, „Modeling and Identification of an Industrial Robot for Machining Applications,“ *Annals of the CIRP*, sv. 56, č. 1, pp. 387-390, 2007.
- [27] P. Z. a H. Zhang, „Chatter analysis of robotic machining process,“ *Journal of Materials Processing Technology*, sv. 173, pp. 201-309, 2005.
- [28] A. Verl, N. Croon, C. Kramer, T. Garber a G. Pritschow, „Force Free Add-on Position Measurement Device for the TCP of Parallel Kinematic Manipulators,“ *Technology*, sv. 55, č. 1, pp. 407-410, 2006.
- [29] H. Zhuang, „Self-calibration of parallel mechanisms with a case study on Stewart platforms,“ *IEEE Trans. On Robotics and Automation*, sv. 13, č. 3, pp. 387-397, 1997.
- [30] K. Neumann, „Tricept Applications,“ v *Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics The 3rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar PKS*, Chemnitz, 2002.
- [31] Y. Patel a P. George, „Parallel Manipulators Applications—A Survey,“ *Modern Mechanical Engineering*, sv. 2, pp. 57-64, 2012.
- [32] B. Zi, Z. Zhu a J. Du, „Analysis and control of the cable-supporting system including actuator dynamics,“ *Control Engineering Practice*, sv. 19, pp. 491-501, 2011.
- [33] G. Meunier, B. Boulet a M. Nahon, „Control of an Overactuated Cable-Driven Parallel Mechanism for a Radio Telescope Application,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, sv. 17, č. 5, pp. 1043-1054, 2009.
- [34] Q. Chen, W. Chen, G. Yang a R. Liu, „An Integrated Two-Level Self-Calibration Method for a Cable-Driven Humanoid Arm,“ *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, sv. 10, č. 2, pp. 380-391, 2013.

- [35] A. Taherifar, H. Salarieh a A. Alasty, „Kinematic control of a new hyper-redundant manipulator with lockable joints,“ *Scientia Iranica B.*, sv. 20, č. 6, pp. 1742-1752, 2013.
- [36] X. Duan, Y. Qiu, J. Du, Z. Zhao a Q. Duan, „Real-time motion planning for the macro-micro parallel manipulator system,“ v *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Shanghai, 2011.
- [37] Y. Bedoustani, P. Bigras, H. Taghirad a I. Bonev, „Lagrangian Dynamics of Cable-driven Parallel Manipulators: a Variable Mass Formulation,“ *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering.*, sv. 35, č. 4, pp. 529-542, 2011.
- [38] X. Diao a O. Ma, „Vibration analysis of cable-driven parallel manipulators,“ *Multibody System Dynamics*, sv. 21, pp. 347-360, 2009.
- [39] J. Kamman a R. and Huston, „Multibody Dynamics Modeling of Variable Length Cable Systems,“ *Multibody System Dynamics*, sv. 5, pp. 211-221, 2001.
- [40] P. Fritzkowski a H. Kaminski, „Dynamics of a Rope as a Rigid Multibody System,“ *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, sv. 6, pp. 1059-1075, 2008.
- [41] S. Lee a e. all, „The Development of a Sliding Joint for Very Flexible Multibody Dynamics Using Absolute Nodal Coordinate Formulation,“ *Multibody System Dynamics*, sv. 20, pp. 223-237, 2008.
- [42] Z. Wang a W. Zhang, „Adaptive Active Vibration Control for a Piezoelectric Stewart Platform,“ v *IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems*, Shanghai : s.n., 2009.
- [43] A. Bahrami, M. Tafaoli-Masoule a M. Bahrami, „Active Vibration Control of Piezoelectric Stewart Platform Based on Fuzzy Control,“ *International Journal of Material and Mechanical Engineering*, sv. 2, č. 1, 2013.
- [44] Z. Xu a C. Weng, „Track-position and vibration control simulation for strut of the Stewart platform,“ *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*, sv. 14, č. 4, pp. 281-291, 2013.
- [45] A. Hanieh, *Active Isolation and Damping of Vibrations via Stewart Platform - Ph.D. thesis*, Bruxelles : Université Libre de Bruxelles, 2003.

- [46] G. Kumar a T. Nagarajan, „Reconfigurable Stewart Platform for Vibration Isolation,“ v *First International Conference Trends in Intelligent Robotics, Automation and Manufacturing*, Kuala Lumpur: s.n, 2012.
- [47] V. Nagabhusan a N. Fitz-Coy, „On-orbit jitter control in momentum actuators using a three-flywheelsystem,“ *Acta Astronautica*, sv. 95, pp. 61-81, 2014.
- [48] A. Trevisani, „Underconstrained planar cable-direct-driven robots A trajectory planning method ensuring positive and bounded cable tensions,“ *Mechatronics*, sv. 20, č. 1, pp. 113-127, 2010.
- [49] H. Fahham a M. Farid, „Optimum Design of Spatial Redundant Cable-Suspended Robots for Time Optimal Trajectory,“ v *International Conference on Mechanical, Automobile and Biodiesel Engineering*, Dubai : s.n., 2012.
- [50] P. Borgstrom, B. Jordan, G. Sukhatme, M. Batalin a W. Kaiser, „Rapid Computation of Optimally Safe Tension Distributions for Parallel Cable-Driven Robots,“ *IEEE Transactions on Robotics*, sv. 25, č. 6, pp. 1271-1281, 2009.
- [51] V. Agrawal, W. Peine, B. Yao a S. Choi, „Control of Cable Actuated Devices using Smooth Backlash Inverse,“ v *2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Anchorage : s.n., 2010.
- [52] „donesladventure,“ [Online]. Available: <https://www.donesladventure.com/all-blog-articles/how-to-get-to-the-fast-telescope-in-pingtang-guizhou-china>. [Přístup získán 12 5 2017].
- [53] J. Du, H. Bao, C. Cui a D. Yang, „Dynamic analysis of cable-driven parallel manipulators with time-varying cable lengths,“ *Finite Elements in Analysis and Design*, sv. 48, pp. 1392-1399, 2012.
- [54] Z. Liu, X. Tang, Z. Shao, L. Wang a L. Tang, „Research on Longitudinal Vibration Characteristic of the Six-Cable-Driven Parallel Manipulator in FAST,“ *Advances in Mechanical Engineering*, sv. 2013, 2013.
- [55] L. Yingjie, Z. Wenbai a R. Gexue, „Feedback Control of a Cable-Driven Gough–Stewart Platform,“ *IEEE Transactions on Robotics*, sv. 22, pp. 198-202, 2006.
- [56] Z. Shao, X. Tang, L. Wang a Z. You, „A Fuzzy PID Approach for the Vibration Control of the FSPM,“ *International Journal of Advanced Robotic Systems*, sv. 10, pp. 1-8, 2013.

- [57] X. Duan, Y. Qiu, Q. Duan a J. Du, „Calibration and Motion Control of a Cable-Driven Parallel Manipulator Based Triple-Level Spatial Positioner,“ *Advances in Mechanical Engineering*, sv. 2014, 2014.
- [58] Q. Chen, W. Chen, R. Liu a J. Zhang, „Error Analysis and Flexibility Compensation of a Cable-Driven Humanoid-Arm Manipulator,“ v *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Shanghai : s.n., 2011.
- [59] M. Valášek, Z. Šika a J. Štembera, „Non-redundant and redundant calibration methods of machine centre with parallel kinematics TRIJOINT 900 H,“ v *3rd International Workshop on CMM Calibration in Prague*, Prague, 2003.
- [60] M. Valášek, Z. Šika a J. Štembera, „PKM Calibration by Redundant Measurements,“ v *Parallel Kinematic Machines in Research and Practice*, sv. 24, Verlag Wiss. Scripten, 2004, pp. 739-744.
- [61] M. Valášek, „Redundant Actuation and Redundant Measurement – the Mechatronic Principles for Future Machine Tools,“ v *Proceedings of Int. Congress on Mechatronics MECH2K4*, CTU, Prague, 2004.
- [62] M. Valášek a et al., „Redundant Measurement and Calibration of Parallel Kinematical Structures,“ v *Proceedings of the 15th International Symposium on Measurement and Control in Robotics (ISMCR-2005)*, Brussels: IMEKO, 2005.
- [63] P. Beneš, M. Valášek, Z. Šika, V. Bauma a V. Hamrle, „Experiments with Redundant Parallel Calibration and Mesuring Machine RedCam,“ *Applied and Computational Mechanics*, sv. 1, č. 2, pp. 387-392, 2007.
- [64] M. Valášek, Z. Šika a V. Hamrle, „From Dexterity to Calibrability of Parallel Kinematical Structures,“ v *Proceedings of 12th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Besançon, 2007.
- [65] A. Albu-Schaffer a G. Hirzinger, „Cartesian impedance control techniques for torque controlled light-weight robots,“ v *19th IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Washington, DC, 2002.
- [66] W. K. Gawronski, „Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures,“ v *Mechanical Engineering Series*, Springer, 2004.
- [67] M. Mahvash a P. Dupont, „Stiffness Control of a Continuum Manipulator in Contact with a Soft Environment,“ v *IEEE/RSJ 2010 International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2010)*, 2010.

- [68] T. Olsson, M. Haage, H. Kihlman a e. al., „Cost-efficient drilling using industrial robots with high-bandwidth force feedback,“ *Robotics and Computer-Integrating Manufacturing*, sv. 26, č. 1, pp. 24-38, 2010.
- [69] M. Valášek a M. Karásek, „HexaSphere with Cable Actuation,“ *Recent Advances in Mechatronics*, pp. 239-244, 2010.
- [70] V. Bauma, Z. Šika a M. Valášek, „Optimization of Stiffness and Dexterity of Fiber Driven Parallel Kinematical Structure,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 7, č. 28, pp. 81-84, 2011.
- [71] P. Svatoš, Z. Šika, M. Valášek, V. Bauma a P. Polach, „Optimization of Anti-backlash Fibre Driven Parallel Kinematical Structures,“ *Bulletion of Applied Mechanics*, sv. 4, 2012.
- [72] M. Valášek, Z. Šika, V. Bauma a P. Svatoš, „Způsob a zařízení pro změnu tuhosti sériového nebo paralelního základního pohyblivého mechanismu, zvláště průmyslových robotů a obráběcích strojů“. CZ Patent Patent application PV 2012-621, 09 10 2012.
- [73] P. Svatoš, Z. Šika, J. Zicha, M. Valášek a V. Rada, „Optimization and Design of Fibre-driven Spherical Mechanism,“ v *Proc. of 29th conference with international participation COMPUTATIONAL MECHANICS 2013 – Extended abstracts*, Plzeň : Západočeská univerzita, Fakulta aplikovaných věd, 2013.
- [74] M. Valášek, F. Procházka a Z. Šika, „Anti-backlash and Cable-driven Mechanisms,“ v *Proc. of 29th conference with international participation COMPUTATIONAL MECHANICS 2013 – Extended abstracts*, Plzeň : Západočeská univerzita, Fakulta aplikovaných věd, 2013.
- [75] G. Zames, „Feedback and optimal sensitivity: Model reference transformations, multiplicative seminorms, and approximate inverses,“ *IEEE Transactions on Automatic Control*, sv. 26, č. 2, pp. 301-320, 1981.
- [76] J. W. Helton, „Orbit structure of the Mobius transformation semigroup action on H-infinity (broadband matching),“ *Journal of Advanced Mathematical Studies*, sv. 3, pp. 129-197, 1978.
- [77] A. Tannenbaum, „Feedback stabilization of linear dynamical plants with uncertainty in the gain factor,“ *International Journal of Control*, sv. 32, č. 1, pp. 1-16, 1980.

- [78] D. Aryeliev, G. Deaconu, G. S. a H. D. and, „H2 for HIFOO,“ v 2011, Ankara, Turkey, International Conference on control and Optimization with Industrial Applications.
- [79] S. Gumussoy, D. Henrion, M. Millstone a O. L. and, „Multiobjective Robust Control with HIFOO 2.0,“ v *Proceedings of the IFAC Symposium on Robust Control Design*, Haifa, 2009.
- [80] MathWorks, „MathWorks,“ MathWorks, 2019. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/robust/ref/hinfstruct.html>.
- [81] a. N. D. Apkarian P., „Nonsmooth H-infinity Synthesis,“ *IEEE Transactions on Automatic Control*, sv. 52, č. 1, pp. 71-86, 2006.
- [82] N. a. S. M. Bruisma, „A Fast Algorithm to Compute the H_{∞} -Norm of a Transfer Function Matrix,“ *System Control Letters*, sv. 14, pp. 287-293, 1990.
- [83] N. e.V., „Slicot,“ NICONET e.V., 220. [Online]. Available: <http://slicot.org..> [Přístup získán 2018].
- [84] M. R. Waszak, „Robust Multivariable Flutter Suppression for Banchmark Active Control Technology Wind-Tunnel Model,“ *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, pp. 147-153, 2001.
- [85] T. Haniš, *Active control for high capacity flexible aircraft*, Czech Technical University in Prague, 2012.
- [86] A. Varga, „Balancing Free Square-root Algorithm for Computing Singular Perturbation Approximations,“ v *30th Conference on Decision and Control*, Brighton, UK, 1991.
- [87] E. Abbe, „Messapparate für Physiker Measuring instruments for physicists,“ *Zeitschrift für Instrumentenkunde*, pp. 446-448, 1890.
- [88] J. Bryan, „The Abbe principle revisited,“ *Precis. Eng. 1*, sv. 1, č. 3, pp. 129-132, 1979.
- [89] G. Schelesinger, F. Koenigsberger a M. Burdekin, *Testing machine tools*, 8th edition, 1978.
- [90] R. J. Hocken, *Technology of Machine Tool Vol. 5: Machine Tool Accuracy*, California: Lawrence Livermore National Lab., 1980.
- [91] ISO-230-1, *Test code for machine tools- Part 1*, Geneva: ISO, 2012.

- [92] ISO-230-2, Test code for machine tools- Part 2, Geneva: ISO, 2014.
- [93] ISO-10360, Acceptance and re-verification tests for Coordinate Measuring Machines, Geneva: ISO, 2000.
- [94] R. C. Quenelle a L. J. Wuerz, „A New Microcomputer-Controlled Laser Dimensional Measurement and Analysis,“ *Hewlett Packard*, sv. 3, pp. 3-4, 1983.
- [95] H. Schwenke, U. Neuschaefer Rube, T. Pfeifer a H. Kunzmann, „Optical methods for dimensional metrology in production engineering,“ *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, sv. 51, č. 2, pp. 685-699, 2002.
- [96] W. T. Estler, K. Edmundson, G. N. Peggs a D. H. Parker, „Large Scale Metrology - An Update,“ *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, sv. 51, pp. 597-609, 2002.
- [97] A. H. Slocum, „Design of Three Groove Kinematic Couplings,“ *Precision Engineering*, sv. 14, pp. 67-76, 1992.
- [98] S. Shimizu a H. S. Lee, „Simultaneous Measuring Method of Table Motion Errors in 6 Degrees of Freedom,“ *International journal of the Japan Society for Precision Engineering*, sv. 28, pp. 273-274, 1994.
- [99] P. S. Huang a J. Ni, „On-line error compensation of coordinate measuring machines,“ *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, sv. 35, č. 5, pp. 725-738, 1995.
- [100] A. Teimel, „Technology and applications of grating interferometers in high-precision measurement,“ *Precision Engineering*, č. 14, pp. 147-154, 1992.
- [101] B. Edlen, „The Refractive Index of Air,“ *Metrologia*, č. 2, pp. 71-80, 1966.
- [102] K. P. Birch a M. J. Downs, „An updated Edlén equation for the refractive index of air,“ *Metrologia*, č. 30, pp. 155-162, 1993.
- [103] J. A. Kim, K. C. Kim, W. Bae E., S. Kim a K. Kwak Y., „Six-degree-of-freedom displacement measurement system using a diffraction grating,“ *Review of Scientific Instruments*, sv. 71, č. 8, pp. 3214-3219, 2000.
- [104] W. Gao, Precision Nanometrology, New York: Springer, 2010.
- [105] J. Volech, L. Mráz, Z. Šika a M. Valášek, „Concepts of Robot Accuracy Enhancement by Integrated Redundant Measurements,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 9, č. 33, pp. 12-17, 2013.

- [106] J. Volech, „Selection of Modeling and Optimization of Sensors for Control of Flexible Mechanisms,“ v *Workshop of Applied Mechanics WAM 2014*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2014.
- [107] J. Volech a Z. Šika, „Selection of Suitable Measuring Methods and a Subsequent Control of Flexible Serial Structures,“ v *18th Workshop of Applied Mechanics*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [108] Mráz L., *Symbolické generování pohybových rovnic pro soustavy poddajných těles*, Praha: Master Thesis. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní., 2010-01-20.
- [109] L. Mráz, *Master Thesis - Symbolické generování pohybových rovnic pro soustavy poddajných těles*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. , 2010-01-20.
- [110] L. Mráz, J. Volech, Z. Šika a M. Valášek, „Model of Robot with Additional Flexible Deformation Sensing for Improved Control.,“ v *Computational mechanics 2014. Computational Mechanics 2014*, Špičák, 2014.
- [111] J. Volech, L. Mráz, Z. Šika a M. Valášek, „Model of Flexible Robot with Deformation Detection,“ *Procedia Engineering*, sv. 96, č. 96, pp. 510-516, 2014.
- [112] Z. Šika, J. Volech, L. Mráz, M. Valášek a P. Beneš, „Modelling and Control Synthesis of Flexible Robot Arm Equipped with Additional Sensors.,“ v *MULTIBODY 2015 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015*, Barcelona, 2015.
- [113] Z. Šika, J. Volech, J. Plecháček, L. Mráz, M. Valášek a P. Beneš, „Synthesis of Computed Torques Control of Flexible Robot with Additional Sensors.,“ v *Computational Mechanics 2015.*, Špičák, 2015.
- [114] J. Volech, Z. Šika, P. Beneš a M. Valášek, „Modelling and Control Synthesis of Flexible Robot Arm Equipped with Additional Sensors,“ v *MULTIBODY 2017 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2017*, Praha, 2017.
- [115] J. Volech a Z. Šika, „Control of Flexible Robotic Arm with Experiments,“ v *20th Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016.
- [116] J. Volech, Z. Šika, T. Skopec a M. Valášek, „Adaptive calibration of measurement model of flexible robot end effector position using internal sensors.,“ v *Computational Mechanics 2015*, Špičák, 2015.

- [117] J. Volech, Z. Šika a J. Plecháček, „Control Synthesis of Flexible Serial Structures Based on Additional Sensors,“ v *19th Workshop of Applied Mechanics*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [118] L. Mráz, J. Volech, P. Beneš, Z. Šika a M. Valášek, „Control of Serial Robot Concerning Arm Flexibilities,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 10, č. 36, pp. 1-4, 2014.
- [119] P. Svatoš, Z. Šika, M. Valášek, V. Bauma a P. P., „Optimization of Anti-backlash Fibre Driven Parallel Kinematical Structures,“ *Bulletion of Applied Mechanics*, sv. 8, č. 31, pp. 40-44, 2012.
- [120] M. Florián, *Active Stiffness and Anti-backlash Control of Redundant Parallel Robots*, Praha: Prague: FME CTU in Prague, 2006.
- [121] T. Skopec, Z. Šika and M. Valášek, “Calibration using adaptive model complexity for parallel and fiber-driven mechanisms,” *Robotica*, vol. 34, pp. 1416-1435, 2016.
- [122] P. Svatoš, *Optimization and Control of Movement of Fibre Driven Parallel Mechanisms - Ph.D. Thesis (in Czech)*, Prague: CTU in Prague, 2016.
- [123] P. Svatoš, Z. Šika, M. Valášek, J. Zicha, V. Bauma a V. Rda, „Fiber Driven Tilting Mechanism,“ *Latest Methods of Construction Design*, pp. 353-357, 2016.
- [124] K. Kraus, P. Beneš, Z. Šika a J. Volech, „Cable-driven Manipulator Control Using Optimal Cable Tension Distribution,“ v *23rd Workshop of Applied Mechanics -*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [125] J. Volech a Z. Šika, „Control and Design of the Piezoelectric Platform on Top of the Cable Driven Platform,“ v *2016*, Praha: ČVUT FS, Ústav mechaniky, Odbor pružnosti a pevnosti, 22nd Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers.
- [126] Z. Šika, P. Beneš, M. Valášek, J. Volech a K. Kraus, „Cable Driven Spherical Mechanism Quadosphere Enhanced by 3 DOF Piezo-actuated Platform,“ v *MULTIBODY 2017 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2017*, Praha: ČVUT, 2017.
- [127] P. Beneš, Z. Šika, P. Polach, M. Valášek, J. Zavřel a J. Volech, „Kinematic analysis of possible concepts of multi-level mechanisms combining active structures and cable-driven mechanisms,“ v *Computational Mechanics 2015*, Špičák, 2015.

- [128] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Active Increase the Positioning Precision of the Cable Driven Platform,“ v *2017*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 23rd Workshop of Applied Mechanics.
- [129] L. Dvořák, *Modelování a Identifikace Poddajného Mechanismu s Mechanicky Zesílenými Piezoaktuátory*, Praha: Bachelor thesis. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní., 2018.
- [130] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Calibration of Light Mechanisms to Improve Positioning,“ v *27th Workshop of Applied Mechanics - Proceedings*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2019.
- [131] J. Volech, P. Beneš, K. Kraus a Z. Šika, „Model of Planar Cable Driven Mechanism with Active Structure,“ v *21st Workshop of Applied Mechanics -*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2016.
- [132] R. Bulín, M. Hajžman a P. Polach, „Nonlinear dynamics of a cable–pulley system using the absolute nodal coordinate formulation,“ *Mechanics Research Communications*, sv. 28, pp. 21-82, 2017.
- [133] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „H-inf Control of Additional Piezo-actuated Platform of Cable Mechanism,“ v *33rd conference with international participation Computational Mechanics 2017 - Extended Abstracts*, Špičák, Železná Ruda, 2017.
- [134] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Precision Enhancement of the Cable Driven Mechanisms,“ v *25th Workshop of Applied Mechanics - Proceedings*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2018.
- [135] P. Beneš, J. Volech, Z. Šika, M. Hajžman a K. Kraus, „Control synthesis of a planar multi-level manipulator,“ v *32nd conference with international participation Computational Mechanics 2016 - Book of Extended Abstracts*, Špičák, 2016.
- [136] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Improving Machine Characteristics Using Piezoelectric Elements,“ v *24th WORKSHOP OF APPLIED MECHANICS - BOOK OF PAPERS*, Praha: ČVUT FS. Odbor pružnosti a pevnosti, 2018.

10. Publikace autora k tématu disertační práce

Články v časopisech

- [105] J. Volech, L. Mráz, Z. Šika a M. Valášek, „Concepts of Robot Accuracy Enhancement by Integrated Redundant Measurements,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 9, č. 33, pp. 12-17, 2013.
- [111] J. Volech, L. Mráz, Z. Šika a M. Valášek, „Model of Flexible Robot with Deformation Detection,“ *Procedia Engineering*, sv. 96, č. 96, pp. 510-516, 2014.
- [118] L. Mráz, J. Volech, P. Beneš, Z. Šika a M. Valášek, „Control of Serial Robot Concerning Arm Flexibilities,“ *Bulletin of Applied Mechanics*, sv. 10, č. 36, pp. 1-4, 2014.

Príspevky na mezinárodních konferenciách a seminářích

- [112] Z. Šika, J. Volech, L. Mráz, M. Valášek a P. Beneš, „Modelling and Control Synthesis of Flexible Robot Arm Equipped with Additional Sensors,“ v *MULTIBODY 2015 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015*, Barcelona, 2015.
- [114] J. Volech, Z. Šika, P. Beneš a M. Valášek, „Modelling and Control Synthesis of Flexible Robot Arm Equipped with Additional Sensors,“ v *MULTIBODY 2017 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2017*, Praha, 2017.
- [126] Z. Šika, P. Beneš, M. Valášek, J. Volech a K. Kraus, „Cable Driven Spherical Mechanism Quadrosphere Enhanced by 3 DOF Piezo-actuated Platform,“ v *MULTIBODY 2017 - Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2017*, Praha: ČVUT, 2017

Lokální konference

- [106] J. Volech, „Selection of Modeling and Optimization of Sensors for Control of Flexible Mechanisms,“ v *Workshop of Applied Mechanics WAM 2014*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2014.
- [107] J. Volech a Z. Šika, „Selection of Suitable Measuring Methods and a Subsequent Control of Flexible Serial Structures,“ v *18th Workshop of Applied Mechanics*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [110] L. Mráz, J. Volech, Z. Šika a M. Valášek, „Model of Robot with Additional Flexible Deformation Sensing for Improved Control,“ v *Computational mechanics 2014. Computational Mechanics 2014*, Špičák, 2014.

- [113] Z. Šika, J. Volech, J. Plecháček, L. Mráz, M. Valášek a P. Beneš, „Synthesis of Computed Torques Control of Flexible Robot with Additional Sensors,“ v *Computational Mechanics 2015.*, Špičák, 2015.
- [115] J. Volech a Z. Šika, „Control of Flexible Robotic Arm with Experiments,“ v *20th Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016.
- [116] J. Volech, Z. Šika, T. Skopec a M. Valášek, „Adaptive calibration of measurement model of flexible robot end effector position using internal sensors,“ v *Computational Mechanics 2015*, Špičák, 2015.
- [117] J. Volech, Z. Šika a J. Plecháček, „Control Synthesis of Flexible Serial Structures Based on Additional Sensors,“ v *19th Workshop of Applied Mechanics*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015.
- [124] K. Kraus, P. Beneš, Z. Šika a J. Volech, „Cable-driven Manipulator Control Using Optimal Cable Tension Distribution,“ v *23rd Workshop of Applied Mechanics -*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2017.
- [125] J. Volech a Z. Šika, „Control and Design of the Piezoelectric Platform on Top of the Cable Driven Platform,“ v *2016*, Praha: ČVUT FS, Ústav mechaniky, Odbor pružnosti a pevnosti, 22nd Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers.
- [127] P. Beneš, Z. Šika, P. Polach, M. Valášek, J. Zavřel a J. Volech, „Kinematic analysis of possible concepts of multi-level mechanisms combining active structures and cable-driven mechanisms,“ v *Computational Mechanics 2015*, Špičák, 2015.
- [128] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Active Increase the Positioning Precision of the Cable Driven Platform,“ v *2017*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 23rd Workshop of Applied Mechanics.
- [130] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Calibration of Light Mechanisms to Improve Positioning,“ v *27th Workshop of Applied Mechanics - Proceedings*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2019.
- [131] J. Volech, P. Beneš, K. Kraus a Z. Šika, „Model of Planar Cable Driven Mechanism with Active Structure,“ v *21st Workshop of Applied Mechanics -*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2016.
- [133] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „H-inf Control of Additional Piezo-actuated Platform of Cable Mechanism,“ v *33rd conference with international participation Computational Mechanics 2017 - Extended Abstracts*, Špičák, Železná Ruda, 2017.

- [134] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Precision Enhancement of the Cable Driven Mechanisms,“ v *25th Workshop of Applied Mechanics - Proceedings*, Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2018.
- [135] P. Beneš, J. Volech, Z. Šika, M. Hajžman a K. Kraus, „Control synthesis of a planar multi-level manipulator,“ v *32nd conference with international participation Computational Mechanics 2016 - Book of Extended Abstracts*, Špičák, 2016.
- [136] J. Volech, Z. Šika, K. Kraus a P. Beneš, „Improving Machine Characteristics Using Piezoelectric Elements,“ v *24th WORKSHOP OF APPLIED MECHANICS - BOOK OF PAPERS*, Praha: ČVUT FS. Odbor pružnosti a pevnosti, 2018.