

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

OPTIMALIZACE NÁVRHU FUZZY ŘÍZENÍ VZHLEDEM K ROZSAHU POHYBŮ PARALELNÍHO MECHANISMU

OPTIMIZATION OF A FUZZY CONTROL DESIGN WITH RESPECT TO A PARALLEL MECHANISM WORKSPACE

DIZERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE — Ing. ONDŘEJ ANDRŠ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. RNDr. Ing. TOMÁŠ BŘEZINA, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2012

Abstrakt

Disertační práce je zaměřena na využití fuzzy logiky při návrhu řízení paralelního mechanismu založeného na Stewartově platformě. Hlavním cílem je navrhnout řídicí systém, který zabezpečí provádění biomedicínských experimentů. K tomuto účelu je nezbytné zařízení, které zajistí simulaci fyziologických pohybů lidského těla charakteristickým danému implantátu, včetně silového zatížení. Uzavřený kinematický řetězec paralelních manipulátorů výrazně zvyšuje tuhost mechanismu. Manipulátory s paralelní kinematickou strukturou dosahují lepší přesnosti a opakovatelnosti dosažení požadované polohy efektoru a mohou vyvozovat větší sílu než běžné manipulátory se sériovou kinematickou strukturou. Obecnou nevýhodou paralelních mechanismů bývá jejich relativně malá pracovní oblast oproti sériovým, složitější struktura a komplikované řešení přímé kinematické úlohy. Předkládaná práce přináší efektivní řešení přímé kinematické úlohy pomocí simulačního modelu s fuzzy inferenčním systémem typu Takagi-Sugeno. Navržený systém řízení využívá stavových a fuzzy regulátorů typu Takagi-Sugeno, které jsou odvozeny od stavových regulátorů s integrací na vstupu. Pro návrh a optimalizaci fuzzy regulátorů byla použita technika *anfis* (adaptive neuro-fuzzy inference system), která emuluje trénovací data pomocí trénování s použitím metody nejmenších čtverců v kombinaci s metodou zpětného šíření. Navržené fuzzy regulátory jsou použity pro řízení jednotlivých ramen manipulátoru. Vlastnosti navrženého systému řízení jsou dokumentovány testovacím experimentem.

Klíčová slova

Stewartova platforma, paralelní mechanismus, stavové řízení, fuzzy řízení

Abstract

The Ph.D. thesis is focused on using the fuzzy logic for control of a parallel manipulator based on a Stewart platform. The proposed mechanism makes possible to simulate the physiological movements of the human body and observe degradation processes of the cord implants. Parallel manipulators such as a Stewart platform represent a completely parallel kinematic mechanism that has major differences from typical serial link robots. However, they have some drawbacks of relatively small workspace and difficult forward kinematic problems. Generally, forward kinematic of a parallel manipulators is very complicated and difficult to solve. This thesis presents a simple and efficient approach to design simulation model of forward kinematic based on Takagi-Sugeno type fuzzy inference system. The control system of the parallel manipulator id based on state-space and fuzzy logic controllers. The proposed fuzzy controller uses a Sugeno type fuzzy inference system (FIS) which is derived from discrete position state-space controller with an input integrator. The controller design method is based on anfis (adaptive neuro-fuzzy inference system) training routine. It utilizes a combination of the least-squares method and the backpropagation gradient descent method for training FIS membership function parameters to emulate a given training data set. The proposed fuzzy logic controllers are used for the control of a linear actuator. The capabilities of the designed control system are shown on verification experiment.

Keywords

Stewart platform, parallel mechanism, state space control, fuzzy control

Bibliografická citace

ANDRŠ, O. OPTIMALIZACE NÁVRHU FUZZY ŘÍZENÍ VZHLEDEM K ROZSAHU POHYBŮ PARALELNÍHO MECHANISMU. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 88 s. Vedoucí dizertační práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci zpracoval samostatně dle pokynů vedoucího disertační práce a s použitím uvedené literatury.

Poděkování

Tímto děkuji školiteli doc. Tomáši Březinovi za vedení této práce, cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat za pomoc a spolupráci svým kolegům. Především Janu Vetiškovi za pomoc s hardware. V neposlední řadě pak děkuji za podporu svým blízkým a rodině.

Obsah:

1. Úvod 9

2. Stanovení řešeného problému a cílů práce, metoda řešení 11

2.1 Stanovené požadavky 12

2.2 Stanovené cíle 12

2.3 Návrh řešení 13

3. Rešerše související s problematikou řízení 15

3.1 Paralelní mechanismy 15

3.2 Modelování mechanických systémů 18

3.3 Kinematika a kinematický model 19

3.4 Dynamika a dynamický model 20

3.5 Řízení paralelních mechanismů 21

3.6 Kosimulace 21

3.7 Návrh fuzzy řízení 22

3.8 Fuzzyfikace 24

3.9 Mamdani fuzzy regulátor 24

3.10 Jednoduchý fuzzy regulátor typu PI, PD a PID 25

3.11 Defuzzyfikace 26

3.12 Takagi-Sugeno fuzzy regulátor 27

3.13 Servomechanismy s fuzzy řízením 28

4. Kinematika mechanismu 29

4.1 Základní geometrie mechanismu a stanovení souřadných systémů 31

4.2 Zjednodušený kinematicky model 34

4.3 Popis geometrie nezjednodušeného ramene 34

4.4 Nezjednodušený kinematický model 37

4.5 Porovnání kinematických modelů 38

4.6 Inverzní a přímá úloha kinematiky 40

5. Návrh a realizace obslužné elektroniky 46

5.1 Popis zapojení obslužné elektroniky a řídicího systému 46

5.2 Zásuvné výkonové moduly 47

6. Návrh a implementace kinematického řízení 49

6.1 Návrh stavového regulátoru pro řízení jednoho ramene mechanismu 49

6.2 Ověření návrhu stavového řízení – kosimulace Simulink / MSC ADAMS 52

6.3 Návrh fuzzy regulátoru 55

6.4 Ověření návrhu fuzzy řízení – kosimulace Simulink / MSC ADAMS 58

6.5 Návrh přepínání regulátorů s fuzzy logikou ... 61
6.6 Návrh kinematického řízení mechanismu ... 63
6.7 Implementace kinematického řízení a experiment ... 64
7. Závěr ... 69
7.1 Shrnutí dosažených výsledků ... 69
7.2 Teoretický přínos práce ... 71
7.3 Praktický přínos práce ... 72
7.4 Pedagogický přínos práce ... 72
Použitá literatura: ... 73
Seznam obrázků ... 81
Seznam tabulek ... 83
Seznam příloh ... 84
Příloha A Návrh zapojení výkonové jednotky a zásuvných modulů ... 85
A1 Návrh zapojení a DPS výkonové jednotky ... 85
A2 Návrh zapojení a DPS první verze zásuvného modulu ... 87
A3 Návrh zapojení a DPS druhé verze zásuvného modulu ... 88

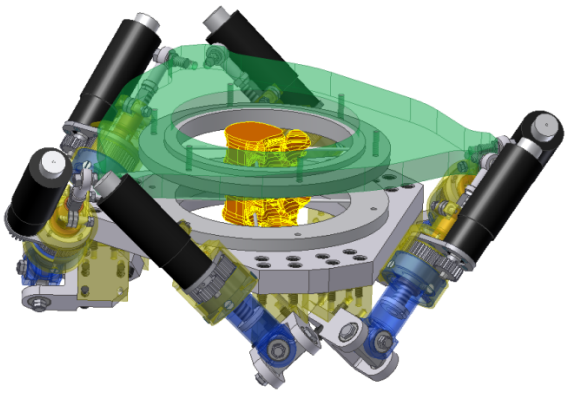
1. Úvod

Endoprotézy kloubů jsou osvědčenou a dlouhodobě vyzkoušenou metodou chirurgického léčení nemocí a vad kloubů. Průkopníkem v této oblasti je Angličan John Charnley (1911 – 1982). Jako první v roce 1960 použil polyetylénovou jamku a kovový dřík zavedený do dřeňové dutiny stehenní kosti s hlavicí malé velikosti. Komponenty fixoval ke skeletu kostním cementem.

Životnost protézy je nejvíce ovlivněna tzv. aseptickým uvolněním. Jedná se o proces interakce mezi organismem a implantátem, ve kterém dojde k rozvolnění vazby mezi implantátem a kostí hostitele. Je známo, že v procesu aseptického uvolnění hrají největší roli částice polyetylénu vzniklé otěrem při pohybu hlavice v jamce, částice kovu nebo kostního cementu. Optimální protézou je endoprotéza, jejíž životnost je nejdelší, která se statisticky nejméně uvolňuje a kterou lze ji v případě potřeby snadno vyjmout a nahradit [1].

Proces zvyšování kvality kostních implantátů přináší řadu problémů. Předními úkoly při jejich řešení mohou být optimalizace geometrie implantátu a volba nejvhodnějšího materiálu či způsob upevnění implantátu v těle. Takto optimalizované prototypy je nutné testovat, a to mimo lidské tělo. K tomuto účelu je nezbytné zařízení, které zajistí simulaci fyziologických pohybů lidského těla charakteristických danému implantátu včetně silového zatížení.

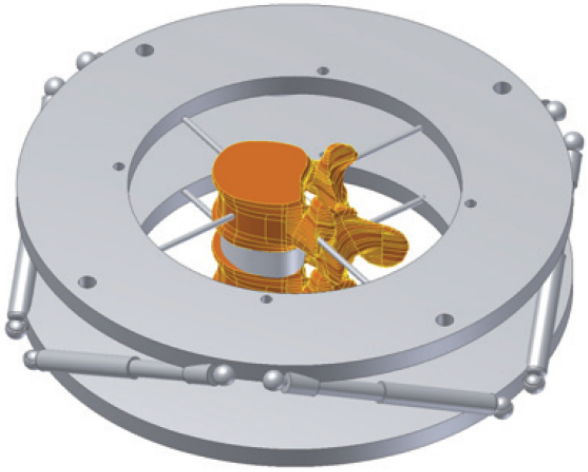
Vzhledem ke složitosti dnes používaných implantátů je nezbytné, aby toto zkušební zařízení realizovalo obecný pohyb a obecné zatížení. Za tímto účelem je na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně konstruován mechanismus založený na Stewartově platformě (Obr. 1) [2]. Jedná se o prostorový paralelní mechanismus se šesti stupni volnosti [3], [4] (tj. uzavřený kinematický řetězec). Uzavřený kinematický řetězec paralelních manipulátorů výrazně zvyšuje tuhost mechanismu. Manipulátory s paralelní kinematickou strukturou dosahují lepší přesnosti a opakovatelnosti dosažení požadované polohy efektoru a mohou vyvozovat větší sílu než běžné manipulátory se sériovou kinematickou strukturou. Další výhodou paralelních manipulátorů je možnost umístění pohonu jednotlivých ramen na základnu, čímž lze výrazným způsobem zvýšit dynamiku pohybu stroje. Paralelní manipulátory jsou často složeny z prutů, které jsou připojeny kulovými nebo Kardanovými klouby. Tyto pruty jsou namáhány pouze na tlak a tah, případně vzpěr bez většího vlivů ohybu.



Obr. 1 Stewartova platforma

Obecnou nevýhodou paralelních mechanismů bývá jejich relativně malá pracovní oblast oproti sériovým, složitější struktura a výskyt tzv. singulárních konfigurací [5], [6]. Omezený pracovní rozsah a vysoká tuhost je předurčuje pro aplikace přesného polohování nebo pro aplikace s velkým silovým namáháním (obráběcí stroje). Další nevýhodou jsou vysoké nároky na řídicí systém a odměřování polohy. V každém okamžiku je nutné stanovovat délku ramen pomocí prostorové transformace souřadnic.

První návrh mechanismu založeného na bázi Stewartovy platformy pochází z padesátých let dvacátého století. Přednosti paralelních manipulátorů využil Dr. Eric Gough ve svém stroji na testování pneumatik u firmy Dunlop [7]. V pozdějších letech se konstrukce rozšířila do dalších průmyslových oblastí. Mezi významné aplikace patří letecké a jiné simulátory, obráběcí stroje, potravinářské podavače nebo polohovače antén.



Obr. 2 Schéma upínání vzorků

Mechanismus vyvíjený v rámci Ústavu automatizace a informatiky bude sloužit pro testování endoprotéz velkých kloubů na otěr a pro další biomechanické experimenty. Pro tuto aplikaci bylo zapotřebí upravit klasickou konstrukci Stewartovy platformy. Pracovní oblast mechanismu byla přesunuta „dovnitř mechanismu“ mezi pevnou základnou a pohyblivou plošinou (Obr. 2). Pohyblivá plošina je k základně vázána pomocí šestice ramen. Další významnou změnou jsou i požadavky na řízení mechanismu. Kromě klasického polohového řízení bude vyžadováno i řízené zatěžování testovaného vzorku. Pro potřeby návrhu a realizaci řízení byl sestaven simulační model, který se stal základem pro implementaci řídicího systému v reálném čase. V současné době je sestavena mechanická konstrukce mechanismu [8] a modul řídicí elektroniky. Na základě zpětnovazebného polohového řízení jednoho ramene mechanismu a výše zmíněného simulačního modelu bylo implementováno kinematické řízení celého mechanismu. Řídicí systém je dále rozvíjen a rozšiřován tak, aby bylo možné provést základní sérii testů pro ověření mechanických a dynamických vlastností mechanismu.

2. Stanovení řešeného problému a cílů práce, metoda řešení

Vyvíjený mechanismus představuje plně mechatronický systém (Obr. 3). Mechatroniku lze chápat jako synergii mechaniky, elektrotechniky a řízení v procesu návrhu a výroby průmyslových výrobků [9], [10]. Mechatronický přístup při návrzích technických objektů představuje komplexní integraci požadavků na veškeré podstatné vlastnosti prvků a vazeb u všech strukturně funkčních podsoustav technického objektu tak, aby byla zajištěna jeho funkčnost, spolehlivost, vyrobitelnost a provozuschopnost. Výsledkem paralelního, koordinovaného a synchronizovaného návrhu s využitím interoborových inženýrských znalostí je v chování technického objektu dosaženo synergického efektu. Je nutné zvolit odpovídající přístupy k projektování a konstruování i k řešení spolehlivosti a technické diagnostiky. Zvolený konstrukční přístup paralelního mechanismu sleduje metodiku V modelu zpracovanou v normě VDI 2206 Design methodology for mechatronic systems [11]. Problematika je dále rozvedena např. v [12], [13].

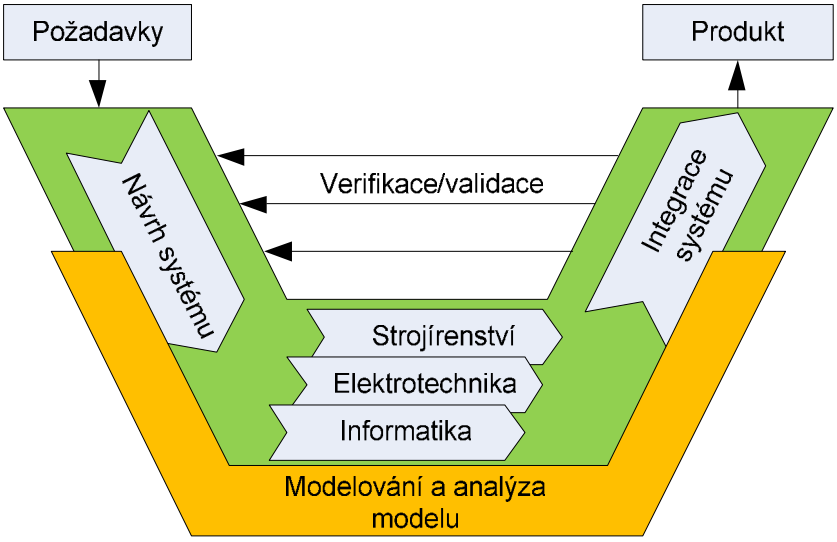


Obr. 3 Mechatronický systém

Výše zmíněná metodika zavádí flexibilní procedurální model, který je přizpůsobený pro návrh mechatronických zařízení. Tento model se opírá o tři základní postupy:

- Řešení obecného problému pomocí mikrocyklu. Cyklus řešení obecného problému je strukturován do série postupných kroků, pomocí nichž lze plánování procesů pružně upravit zvláštnostem jednotlivých vývojových úkolů. Představený mikrocyklus je určen především na podporu vývojářů zapojených do práce na předvídatelných, částečně plánovatelných dílčích úkolech, ale také na řešení zřídka se vyskytujících, či nepředvídatelných situací.
- V model jako makrocyklus (Obr. 4) představuje posloupnost navazujících logických kroků při vývoji mechatronického zařízení. Při nasazení tohoto modelu v praxi musí být zvážena logická a časová posloupnost jednotlivých kroků, aby byly

minimalizovány nežádoucí rizikové faktory. Kritické subsystémy bývají zpravidla zpracovány dříve než komplexní systém.



Obr. 4 V model

- Vývojové moduly pro řešení opakujících se pracovních kroků. Řešení jednotlivých logických kroků popsaných ve V modelu znázorňuje mikrocyklus. Pro opakované postupy při vývojových činnostech mechatronických zařízení zmiňovaná metodika zavádí blíže definované moduly s konkrétním zpracováním řešení (modul pro návrh, modelování a analýzu, modul pro oborově specifický návrh, modul pro integraci systému a modul pro zajištění požadovaných vlastností).

Funkční a prostorová integrace mechanických, elektrických a elektronických komponent mechatronických zařízení vede k rozvaze o možnosti použití dostupných výrobních technologií a k plánování jejich nasazení. Z této vazby plyne úzká provázanost mechatronického produktu a jeho vývoje [11].

2.1 Stanovené požadavky

Na základě studia a analýzy nároků na biomedicínské testování byly stanovený následující požadavky na zařízení [2]:

- Zařízení musí být schopno realizovat zvolený prostorový zatěžovací cyklus.
- Zatěžovací síly a momenty jsou odhadovány přibližně na 2000 N a 10 Nm.
- Vzhledem k plánovanému použití není vyžadována speciální přesnost.
- Rozměry zařízení mají být co nejmenší.
- Vzhledem k plánovanému nasazení v klinickém prostředí jsou doporučeny elektro-mechanické aktuátory.

2.2 Stanovené cíle

Koncepčním cílem disertační práce bude návrh způsobu fuzzy řízení pro mechanismy s paralelní kinematikou. Tento postup bude ověřen na konkrétním mechanismu, který

představuje testovací zařízení založené na Stewartově platformě. Toto zařízení bude sloužit pro testování endoprotéz velkých kloubů na otěr a pro další biomechanické experimenty.

Hlavní úkol této práce lze rozdělit na několik dílčích cílů:

- Provést rešeršní studii možností řízení mechanismů s paralelní kinematikou.
- Sestavit kinematický model mechanismu.
- Navrhnout, sestavit a otestovat obslužnou elektroniku pro řízení mechanismu.
- Navrhnou a implementovat vhodný řídicí systém.

Další cíle práce budou zaměřeny na úpravu vytvořeného řídicího systému. Bude upravena nejnižší vrstva, která realizuje řízení jednotlivých lineárních pohonů. Hlavní snahou je nahradit realizované diskrétní stavové regulátory za vhodný typ fuzzy regulátorů, které by měly přinést výhodu větší robustnosti systému a lepšího využití potenciálu stroje v celém pracovním prostoru vzhledem k proměnlivým či částečně neznámým parametrům mechanismu. Návrh se stavovými regulátory jsem vytvořil jako referenční variantu. V souvislosti s touto výměnou je v současné době rozpracováno řízení lineárního pohonu regulátorem typu Takagi-Sugeno, při jehož návrhu bylo použito identifikace funkcí ANFIS.

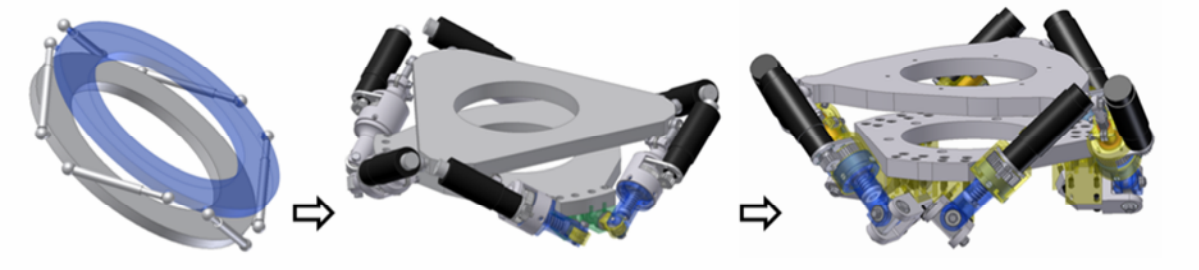
Další možnost vylepšení způsobu návrhu řízení mechanismu bude spočívat v plánovaném použití dynamického modelu lineárního pohonu, který je aktuálně rozpracován v prostředí MSC ADAMS. Tento model by měl přinést zlepšení ve smyslu přesnějšího modelování dynamického chování pohonu včetně budoucí možnosti modelování tření a vůle v převodech.

2.3 Návrh řešení

Hlavním úkolem této práce bude navrhnout a sestavit vhodný řídicí systém, který zaručí požadované vlastnosti zvoleného mechanismu.

Mechanická konstrukce testovacího zařízení je předurčena požadavkem prostorového pohybu se šesti stupni volnosti. Vlastní mechanismus je složen ze dvou prstenců, které jsou vázány pomocí šesti lineárních pohonů (Obr. 1). Každý z prstenců obepíná jeden páteřní obratel. Simulace fyziologických pohybů testovaného implantátu je dosaženo pomocí řízení jednotlivých lineárních pohonů. Rozměry hlavních částí mechanismu jsou dány předpokládanou velikostí implantátů a způsobem jejich upínání. Dle stanovených požadavků bylo zapotřebí sestavit model zařízení vhodný pro další analýzy a optimalizace. Pomocí CAD software byl v postupných krocích sestaven a optimalizován konstrukční návrh mechanismu (Obr. 5).

Dalším vývojovým krokem bylo vytvoření simulačního modelu mechanismu [14], [15], [16], který bude vhodnou reprezentací zvoleného mechanismu pro návrh řízení. U komplikovaných mechanismů, mezi které patří paralelní mechanismy, může být sestavení simulačního modelu obzvláště složité. Nejprve byl proveden popis jeho kinematické struktury [17], na jehož základě vznikl simulační model v prostředí MATLAB. Využitím kinematického modelu byl sestaven dynamický model v prostředí Simulink – SimMechanics [18], [19], [20], a později v MSC ADAMS.



Obr. 5 Vývojové etapy konstrukce mechanismu

Na základě simulačního modelu bylo navrženo polohové/rychlostní řízení s ohledem na požadované chování mechanismu. Takto získaný návrh řízení byl implementován ve vhodném hardwarovém zařízení (obslužná elektronika), které bylo použito pro vlastní řízení mechanismu. Získaný řídicí systém byl následovně testován za účelem posouzení dynamických vlastnosti stroje. Implementované stavové polohové/rychlostní regulátory jsou postupně nahrazovány fuzzy regulátory při současném testování.

3. Rešerše související s problematikou řízení

Použití mechanismů s paralelním kinematickým řetězcem se v posledních letech ukázalo jako velmi zajímavé a částečně inovativní řešení. Mechanismy mohou dosahovat požadované pozice s větší rychlostí, přesností i opakovatelností a mohou vyvozovat větší sílu než běžné mechanické systémy se sériovou kinematickou strukturou díky své tužší mechanické konstrukci. Řízení paralelních mechanismů představuje poměrně komplikovanou úlohu. Vlastnímu návrhu řízení zpravidla předchází vyšetření dynamického chování mechanismu a sestavení dynamického modelu. Obecně je velmi obtížné sestavit komplexní dynamický model obsahující všechny parametry. Některé parametry lze stěží stanovit.

3.1 Paralelní mechanismy

Celé dějiny lidstva jsou lemovány snahou o zlepšení životního prostředí doprovázenou pokrokem ve vědě a technice. Toto úsilí je spjato s rozvojem průmyslové výroby podmíněným nasazováním mechanizace a automatizace. Z historického hlediska se jedná o proces inovace stávajících struktur vedoucí k vývoji nových zařízení na základě analýzy známých vlastností. V oblasti vývoje mechanismů (manipulátorů/robotů) se jednalo o zavedení antropomorfních manipulátorů kopírujících uspořádání lidské ruky. Pozdějším vývojem došlo k odvození složitějších struktur.

Každá konstrukce průmyslových manipulátorů se zpravidla skládá z několika tuhých těles (ramena), které jsou propojeny klouby (translace, rotace). Takové spojení vede ke vzniku kinematických vazeb, které ve spojitosti s tuhými tělesy tvoří kinematické řetězce. Z hlediska uspořádání ramen (kinematická struktura) lze mechanismy rozdělit (Obr. 6):

- Mechanismy se sériovou kinematickou strukturou.
- Mechanismy s paralelní kinematickou strukturou.
- Mechanismy s hybridní kinematickou strukturou.

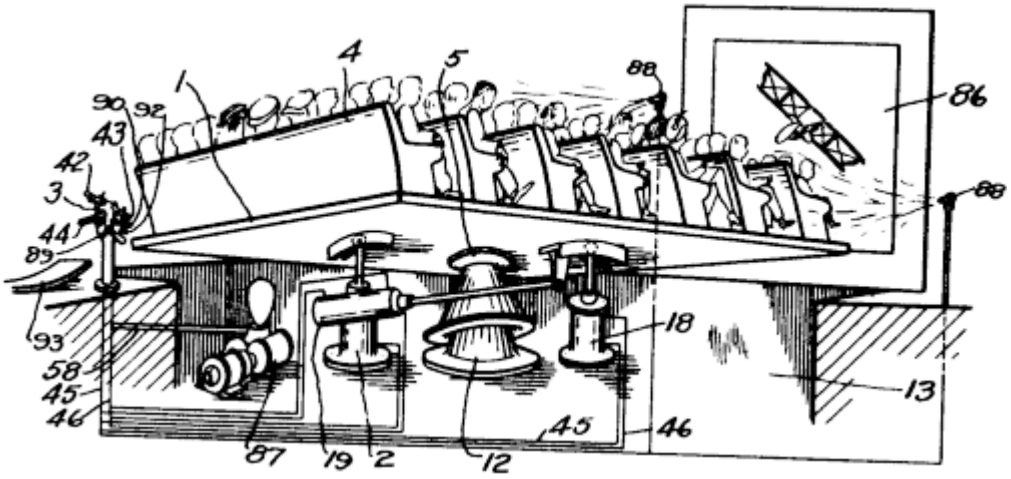


Obr. 6 Typy mechanismů dle kinematického uspořádání [22], [23], [24] *(sériový, paralelní, hybridní)*

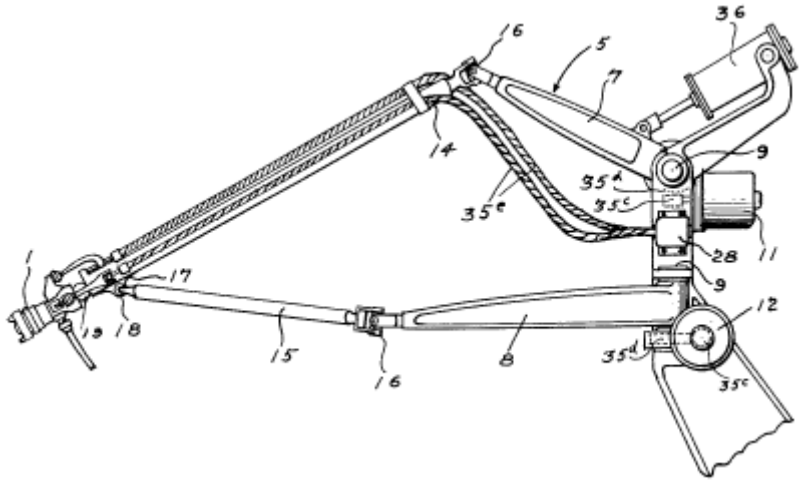
Obecná definice paralelního manipulátoru [3]:

Paralelní manipulátor se skládá z koncového efektoru s *n* stupni volnosti, z pevné báze a nejméně dvou nezávislých kinematických řetězců, které je navzájem propojují. Pohyb manipulátoru je přitom zajištěn *n* aktuátory.

Paralelní kinematické struktury byly teoreticky popsány již v roce 1890 Maxwellem a roku 1894 Mannheimen. První praktická aplikace paralelní struktury pochází až roku 1928, kdy si James E. Gwinnett patentuje naklápěcí plošinu pro zábavní průmysl (Obr. 7). Vznik prvního paralelního robotu je datován až o několik let později. V roce 1934 přihlásil Willard L.V. Pollard patent paralelního robotu určeného ke stříkání barev (Obr. 8). Robot se skládal ze tří dvoudílných ramen a jeho koncový efektor měl pět stupňů volnosti. Ramena byla tvořena bázovým a okrajovým ramenem spojenými otočným kloubem. Pohony, které se nacházely na bázi, přímo otáčely rameny. Robot byl ovládán celkem pěti motory. Tři motory ovládaly polohu koncového efektoru a dva jeho natočení skrze flexibilní otočné kabely. Elektrický řídicí systém byl založen na perforovaném filmu, kde hustota děr představovala rychlost pohybů jednotlivých motorů.



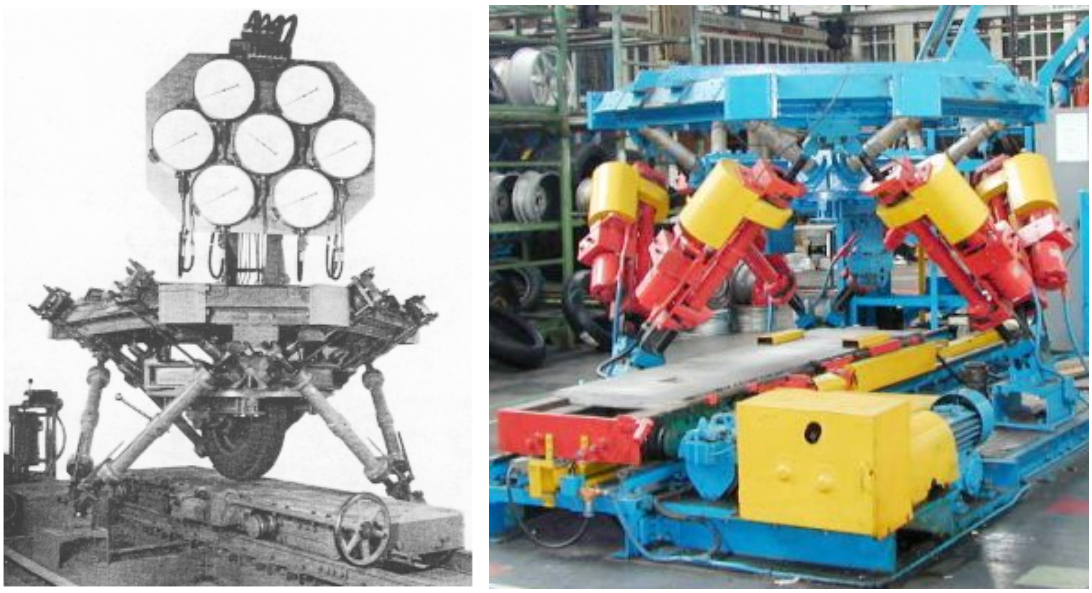
Obr. 7 Naklápěcí plošina pro zábavní průmysl (US Patent No. 1,789,680) [25]



Obr. 8 Robot na stříkání barev (US Patent No. 2,286,571) [26], [27]

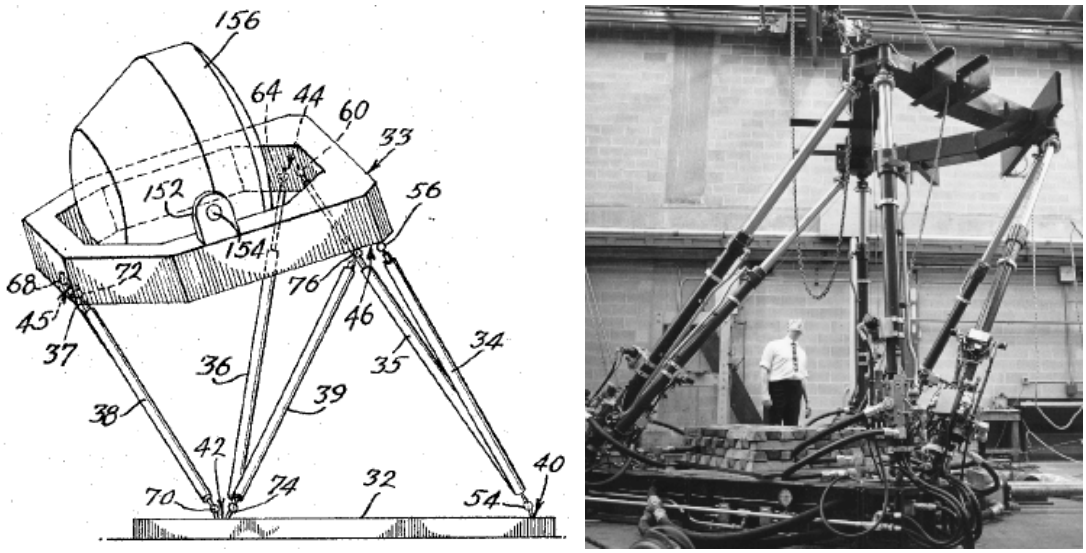
Pravděpodobně nejznámějším paralelním mechanismem v historii se stal „Tire-Testing Machine“ zkonstruovaný Dr. Ericem Goughem pro britskou firmu Dunlop Rubber (Obr. 9). Práce na tomto mechanismu započala v roce 1947 a v roce 1954 byl plně dokončen. Nový paralelní mechanismus byl určen ke zkoumání proměnlivých vlastností pneumatik vyskytujících se při přistávání letadel. Dr. Gough inovoval v té době známou konstrukci „Multi-Axis Simulation (or Shake) Table“ (MAST) se třemi vertikálními a třemi

horizontálními rameny. Vzniklo nové uspořádání stroje inspirované osmistěnem s šesticí symetricky uspořádaných ramen. Délka těchto ramen byla původně nastavována ručně pomocí stavitelných šroubů. Až později byl stroj vybaven digitálním řízením.



Obr. 9 Tire-Testing Machine [7],[28]
(původní varianta z roku 1954, těsně před vyřazením z provozu v roce 2000)

V roce 1962 byl Klaus Cappel z Franklin Institute Research Laboratories v USA pověřen zdokonalením vibračního zařízení založeného na mechanismu MAST. Prvotní návrh s přidáním redundantního ramene nevedl ke správnému cíli. Docházelo k nežádoucímu namáhání platformy a jejímu nevratnému poškozování. Nezávisle na poznatcích Dr. Gougha přišel Cappel s návrhem kinematické struktury odpovídající vlastní Goughově konstrukci. Později ji patentoval a postavil na jejím základě první letecký simulátor pro firmu Sikorsky Aircraft Division of United Technologies (Obr. 10).



Obr. 10 První letecký simulátor [29], [28]

Další popis paralelních struktur následoval v roce 1965. Stewart popsal mechanismus pro simulaci letu se šesti stupni volnosti [30].

V pozdějších letech následovalo rozšíření paralelních mechanismů do mnoha aplikačních oblastí. V závislosti na plánovaném nasazení se liší svoji velikostí, volbou pohonů a řídicím systémem. Vývoj řídicích systémů je úzce spjat s vývojem součástkové základny elektrotechnických zařízení. V dnešní době jsou k řízení využívány servosystémy řízené mikropočítači. Volba pohonů závisí na požadavcích cílové aplikace. Velmi často jsou využívány pohony elektrické (Obr. 11), méně již hydraulické a pneumatické.



Obr. 11 Elektrické pohony [31], [32]

3.2 Modelování mechanických systémů

Proces modelování včetně jeho fází jsou zajímavě probrány v [33]. Pojem modelování zavádí jako proces vytvoření tzv. mechanického modelu, který je základem řešení úloh mechaniky a většiny inženýrských úloh. Proces modelování vyžaduje syntézu poznatků a zkušeností z mnoha vědních disciplín, především mechaniky, matematiky, částí strojů, inženýrských oborů jednotlivých typů strojů a dalších. Pro modelování neumíme popsat ucelený soubor poznatků a pouček a postup jejich systematického použití.

Jádrem procesu modelování je transformace reálných objektů do podoby fiktivních abstraktních objektů (mechanického modelu) s idealizovanými vlastnostmi. Vlastnosti reálných objektů se těmto ideálním vlastnostem jen více či méně blíží. Tyto tzv. ideální objekty (např. hmotný bod, dokonale tuhé těleso) nikde v realitě neexistují. Fyzika, mechanika a ostatní inženýrské vědy formulují své poznatky právě jen prostřednictvím těchto fiktivních abstraktních objektů. Mechanika není schopna řešit chování reálných strojů, její závěry se výlučně vztahují k mechanickému modelu složenému z ideálních objektů. Míra shody mezi vlastnostmi reálného objektu a jeho idealizovaného modelu je zásadní pro platnost závěrů výpočtů (založených na mechanice) a pro možnost použití inženýrských věd pro racionální práci. Význam modelování navíc stále roste vzhledem k rostoucím možnostem použití počítačů pro studium vlastností idealizovaných modelů reálných objektů.

Modelování samotné lze rozdělit do několika fází (kroků), během nichž postupně transformujeme reálný objekt na idealizovaný a řešíme zkoumaný problém.

V prvním kroku analyzujeme objekt reálného světa (stroj, technický systém). Zkoumaný reálný objekt vyšetřujeme v jistém okolí, experimentálním rámci. V něm se soustřeďujeme na jeho chování, které nás zajímá. O chování tohoto objektu formulujeme jisté otázky jako cíl našeho zkoumání. Tak vznikne systém reálného světa, pro který chceme nalézt odpověď (řešení) na naši otázku.

Ve druhém kroku transformujeme objekt reálného světa na konceptuální objekt. Tato transformace spočívá v hierarchickém rozkladu systému reálného světa na jednotlivé komponenty, z nichž se skládá nebo které budeme při jeho zkoumání uvažovat (např. elektrický motor se skládá ze statoru a rotoru, ke kterému je připevněn komutátor). Zde rozhodujeme o podrobnosti popisu reálného objektu. Současně s tímto hierarchickým popisem reálného objektu a jeho okolí vytváříme popis jeho funkce (fyzikálních interakcí) jako základu kauzálního a funkčního vysvětlení jeho chování. Během tohoto procesu je přijata celá řada předpokladů, které vedou k postupnému zjednodušení reality do následného idealizovaného modelu. Systém reálného světa je tak převeden do konceptuálního modelu a modelu okolí, otázka o chování systému reálného světa je převedena na cíl modelování (např. jak je hřídel namáhán).

Ve třetím kroku je konceptuální model transformován na fyzikální model, někdy také nazývaný výpočtový model. Fyzikální model je onen idealizovaný model, který je předmětem zkoumání fyzikálních a inženýrských věd. V mechanice budeme mluvit o mechanickém modelu. V procesu modelování k mechanickému modelu dospějeme tak, že postupně nahrazujeme prvky nebo skupiny prvků konceptuálního modelu odpovídajícími ideálními objekty. V tomto procesu je přijata většina předpokladů o zjednodušení reality do výsledného mechanického modelu. Podobně je transformován model okolí do vstupů (buzení) mechanického modelu a cíl modelování je převeden do zkoumaných výstupů modelu. Mechanický model má být jen tak složitý, jak je nezbytně nutné pro daný účel.

Pro mechanický model platí zákony a principy mechaniky a jejich užitím popíšeme chování mechanického modelu matematicky a vytvoříme tzv. matematický model. To je hlavním obsahem čtvrtého kroku. Současně s mechanickým modelem jsou matematicky popsány i zkoumané vstupy a výstupy modelu. Dále musíme vybrat vhodnou metodu řešení matematického modelu a zabývat se jeho řešitelností.

V pátém kroku je výsledný matematický model řešen vybranou metodou řešení pro vstupy modelující působení okolí na zkoumaný objekt a jsou vyšetřeny výstupy modelu popisující odpověď na položenou otázku. Řešení matematického modelu musíme interpretovat pro formulaci odpovědi na otázku položenou o reálném objektu.

Výše popsaný čtvrtý a pátý krok představuje tradiční řešení. V současné době se většinou podstatná část těchto kroků realizuje na počítači použitím simulačních a dalších programů. Tento postup potom označujeme za provádění počítačového (výpočtového) experimentu [33].

3.3 Kinematika a kinematický model

Důležitou součástí při analýze a sestavování mechanického modelu je úplný kinematický model systému, který poskytuje potřebné veličiny jak pro následující dynamický model mechanického systému, tak pro potřeby řízení [14]. Pro systematický postup sestavování kinematického modelu jsou nutné znalosti o struktuře modelovaného systému. Při tvorbě kinematického popisu systému použijeme abstrakci, tj. zjednodušení reálné struktury. Základními prvky popisu jsou dva ideální objekty, dokonale tuhé těleso a kinematická dvojice. Kinematická dvojice představuje styk dvou těles s jediným stykovým útvarem. Lze je

rozdělit na nižší, kde je styk v ploše (rotační, posuvné, válcové, sférická, plochá), a na vyšší, kde je styk v křivce nebo bodu (obecná).

Pro systematické vytváření mechanických modelů soustav těles a mechanismů je výhodné použit metodu kinematických řetězců. Kinematický řetězec je tvořen několika tělesy spojenými kinematickými dvojicemi. Rozlišujeme jednoduché kinematické řetězce, složené kinematické řetězce a uzavřené kinematické řetězce, kde členy řetězce tvoří uzavřený obrazec. Uzavřený obrazec pak představuje kinematickou smyčku [34].

Při řešení kinematiky prostorových mechanismů existují dvě základní úlohy. Úloha, kdy jsou známy jednotlivé zobecněné souřadnice a hledáme polohu a orientaci koncového efektoru, tzv. přímá úloha kinematiky. Tato úloha je snadno řešitelná pro sériové mechanismy pomocí goniometrických vztahů mezi jednotlivými články nebo pomocí lokálních souřadných systémů článků a transformačními maticemi pro přepočet souřadnic mezi nimi. U paralelních mechanismů je tato úloha zpravidla velmi komplikovaná [3] a často analyticky neřešitelná. Pro mechanismus popisovaný v této práci lze úlohu geometricky interpretovat jako umístění pevného tělesa (efektoru) na povrchu šesti sférických ploch.

Následuje několik příkladů publikovaného řešení přímé úlohy kinematiky pro paralelní mechanismy. Korobeynikov a Turlapov [35] použili metodu rekonfigurace a zjednodušení struktury mechanismu, Wang et al. použili genetické algoritmy [36], Huang et al. použili algebraické eliminace [37], nebo Griffis a další použili řešení polynomů vysokého řádu [38]. Alternativním přístupem je aproximace úlohy přímé kinematiky pomocí fuzzy inferenčního mechanismu získaného z inverzní kinematické úlohy [39]. Obecným problémem těchto přístupů je jejich výpočetní náročnost. Další snahou výše zmíněných postupů je nalezení algoritmů použitelných pro real-time aplikaci.

Úloha opačná, kdy známe polohu a orientaci koncového efektoru a hledáme jednotlivé zobecněné souřadnice, se nazývá inverzní úloha kinematiky. Její řešení je obtížné zejména pro sériové mechanismy s více stupni volnosti. Pro paralelní mechanismy přestavuje jednodušší úlohu. Pro popisovaný mechanismus se bude jednat o řešení používající geometrické vztahy a transformace souřadných systémů.

3.4 Dynamika a dynamický model

Pro modelování dynamiky paralelních mechanismů jsou často používány metody založené na použití Lagrangeových rovnic [40], [41], [42], principu virtuálních prací [43], [44], [45], Newton-Eulerovy metody [46], [47], [48], [49], [50] nebo jejich kombinaci [51], [52]. Obecnou nevýhodou modelů sestavených dle výše zmíněných metod je jejich komplikovanost (obtížné sestavování modelu) a výpočetní náročnost, což snižuje jejich použitelnost pro návrh řízení i pro samotnou implementaci v řídicích systémech. Pro skutečné články mechanismů jsou tyto metody použitelné jen při dokonalé technické dokumentaci. Přitom je nutno uvažovat nejen o samotném konstrukčním řešení článků (obrobky, odlitky, svařence), ale i o jejich výstroji v podobě pohonů, převodů, senzoriky a kabeláže. Částečným řešením je zavedení zjednodušení v podobě úprav momentů setrvačností ramen [53], [46], [54]. Jiným možným přístupem je zjednodušení mechanismu vedoucí k nezávislému řízení jednotlivých

ramen mechanismu pomocí robustnějších metod než klasické PID. Toto řešení je výhodné u mechanismů s vysokou tuhostí a relativně pomalým pohybem [3].

Alternatívním přístupem tvorby dynamických modelů je použití speciálních softwarových prostředků pro modelování dynamiky strojů (ADAMS, MATLAB – SimMechanics, SolidWorks). Pomocí těchto nástrojů lze metodikou parametrického modelování sestavit dynamický model mechanismů, který lze následně linearizovat, případně jej použít pro návrh algoritmů řízení [18].

3.5 Řízení paralelních mechanismů

Návrh řízení paralelních mechanismů zpravidla navazuje na vyšetření úlohy dynamiky nebo přímo vychází ze sestaveného dynamického modelu [55], [56]. Obvykle se jedná o návrh polohového [57], [58] nebo momentového řízení [59], [60]. Dalšími možnými přístupy je robustní řízení [18], [61] nebo řízení založené na nelineárních adaptivních přístupech [62], [63]. Alternatívním přístupem je zjednodušení modelu dynamiky popsané v [3] a použité v kombinaci s fuzzy řízením například v [64], [65], [66], [67].

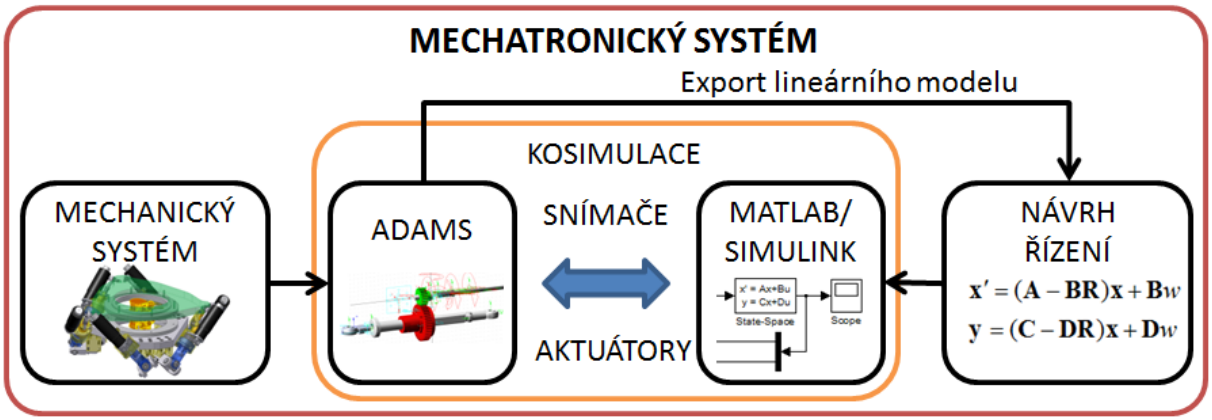
Na základě metodiky nastíněné v [3] byl vybrán přístup návrhu řízení založený na zjednodušení dynamiky mechanismu s následnou dekompozicí globálního algoritmu řízení na řízení jednotlivých ramen. Pro jednotlivá ramena lze navrhnout servomechanismy, které budou synchronizovány pomocí řešení úlohy inverzní kinematiky. Pro vlastní návrh řízení servomechanismů jednotlivých ramen lze s výhodou použít některou z technik lineárního nebo fuzzy návrhu řízení popsaného např. v [64], [65], [68], [69].

3.6 Kosimulace

Proces modelování mechatronických systémů je úzce spjat s tvorbou komplexních simulačních modelů. Simulační model mechatronického systému lze chápat jako propojení modelů vázaných mechanických systémů, modelů aktuátorů a snímačů, modelu řídicího systému a uživatelského rozhraní. Při tvorbě komplexních simulačních modelů je nezbytné zahrnout interakci těchto podsystémů a modelovat je při vzájemném působení. V současné době není dostupný univerzální nástroj umožňující vytváření komplexních modelů, které by zahrnovaly jak modelování vázaných mechanických systémů, tak modelování senzorů, aktuátorů nebo řízení. S výhodou lze využít vzájemného propojení dostupných vývojových prostředí, která mezi sebou dokáží přenášet simulační data. Potom hovoříme o kosimulaci (ADAMS/Simulink).

Základní návrh mechanických součástí a jejich sestav lze sestavit a optimalizovat v CAD vývojových nástrojích (Autodesk Inventor, SolidWorks). Poté může následovat optimalizace kinematického a dynamického chování v prostředí zaměřeném na modelování soustav vázaných těles (MSC ADAMS). Oba typy programů dokáží vzájemně sdílet používané modely. Vývojové prostředí ADAMS umožňuje rozšířit použitý model o matematické prostředky (diferenciální rovnice, přenos, stavový model). Pomocí tohoto rozšíření lze vytvořit modely aktuátorů a senzorů, čímž vznikne komplexní model mechatronického zařízení. Předností modelování ve vývojovém prostředí ADAMS je možnost linearizace komplexního modelu a jeho následný export do prostředí MATLAB/Simulink, které obsahuje

výkonné nástroje pro návrh řídicích algoritmů. Finálním krokem návrhu simulace je použití modelu řízení v Simulinku, který komunikuje s komplexním modelem v ADAMS (s lineárním nebo původním modelem). Popsaný postup představuje základní myšlenku kosimulační techniky tvorby simulačního modelu (Obr. 12). Vzniklý komplexní simulační model obsahující interakci řízení můžeme považovat za virtuální prototyp vhodný pro další testovaní [70].



Obr. 12 Kosimulace

3.7 Návrh fuzzy řízení

Fuzzy řízení představuje proces, při kterém zpracováváme informace o veličinách řízeného procesu. Na jejich základě generujeme akční zásah. Charakteristickou vlastností zpracovávaných veličin je jejich definování pomocí slov přirozeného jazyka, jejichž význam modelujeme pomocí fuzzy množin (fuzzy logika). Hlavní výhodou fuzzy logiky oproti klasické teorii řízení je zavedení neostrých proměnných (lingvistické proměnné) pomocí nichž lze snáze modelovat nelineární systémy s neurčitostmi. Základy fuzzy logiky uvedl Zadeh v [71]. Pozdější počítačový boom v sedmdesátých letech minulého století rozšířil fuzzy logiku do mnoha aplikačních oblastí. První průmyslovou aplikaci fuzzy řízení uvedli Mamdani a Assilian [72], [73].

Řídicí algoritmus fuzzy regulátorů je reprezentován soustavou jazykových pravidel odrážejících jeho řídicí strategii. Hlavní výhodou takového přístupu je možnost implementace heuristických pravidel získaných ze zkušenosti a pomocí intuice.

Charakteristickým znakem pro volbu fuzzy řízení mohou být následující dva přístupy:

- V některých případech (řízení procesů obsahujících nelinearity, které výrazným způsobem komplikují matematické modelování nebo řízení špatně definovaných procesů) přináší fuzzy řízení lepší výsledky a tvoří alternativu ke klasickým metodám řízení.
- V porovnání oproti klasickým metodám může být fuzzy řízení založeno na bezprostředních znalostech obsluhy.

Samotné fuzzy řízení lze charakterizovat na základě následujících vlastností:

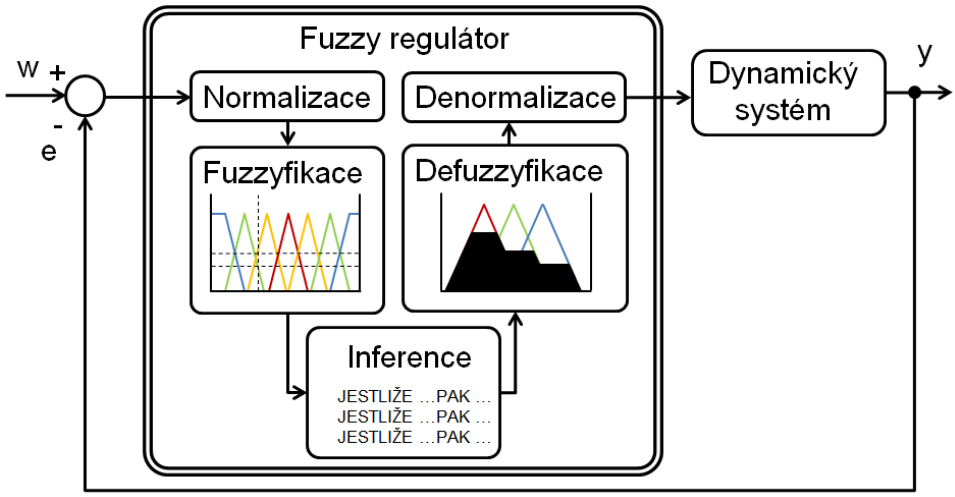
- Řízení je realizováno pomocí funkční jednotky zvané fuzzy regulátor, která obsahuje výpočetní mechanismus realizující statickou nelineární mapu vstup-výstup. Tento mechanismus může být sestaven na základě znalostí obsluhy.
- Fuzzy regulátor může zpracovávat a obsluhovat větší počet vstupů i výstupů (MIMO). Tímto rysem jej lze přirovnat např. k stavovému regulátoru.
- V základní struktuře fuzzy regulátoru není zahrnuta dynamika. Výkon regulátoru se dá zvýšit přidáním prvků realizujících dynamiku (derivace, integrace).
- Vlastní struktura fuzzy regulátoru je značně variabilní ve smyslu tvorby mapy vstup-výstup, což ji zpřístupňuje mnoha optimalizačním metodám.

Logické řízení je obecně založeno na vyhodnocování rozhodovacích pravidel. Pro fuzzy řízení je pravidlo vyjádřeno formou implikace dvou fuzzy výroků většinou ve formě:

…
IF < fuzzy výrok (*antecedent*) >THEN < fuzzy výrok (*konsekvent*) >
…

Tato podmínka je označována jako produkční pravidlo. První fuzzy výroková množina (často složený výrok) se nazývá *antecedent*, druhý výrok je označován jako *konsekvent*. Souhrn použitých pravidel se potom nazývá *báze pravidel*, která tvoří jádro fuzzy regulátoru (inferenční mechanismus – FIS).

Struktura zapojení jednoduchého fuzzy regulátoru je znázorněna na Obr. 13. Jeho základní bloky tvoří: normalizace, fuzzyfikace, inference, defuzzyfikace a denormalizace. Blok normalizace upravuje rozsah vstupních proměnných do rozsahu vstupu bloku fuzzyfikace, který převádí „ostré“ proměnné do fuzzy proměnných. Následuje blok inference, který vyhodnocuje jednotlivá produkční pravidla a stanovuje výstupní fuzzy proměnnou. Ta je zpracována v bloku defuzzyfikace a denormalizace, které převádí výstupní fuzzy proměnnou na „ostrou“ hodnotu a mění její rozsah.



Obr. 13 Základní zapojení fuzzy regulátoru

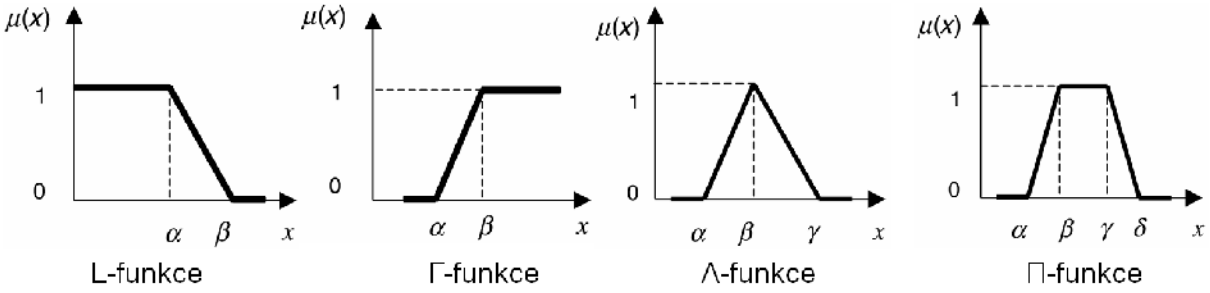
Ve většině aplikací jsou fuzzy regulátory použity přímo pro řízení ve zpětné vazbě nebo jako nejnižší vrstva v hierarchických řídicích systémech. Jejich dalším uplatněním je nasazení v nadřazených řídicích vrstvách, např. v adaptivních řídicích strukturách [74]. Kromě klasického návrhu, který implementuje řízení na základě znalosti obsluhy, se prosadily postupy založené na znalosti fuzzy modelu procesu získaného pomocí identifikace.

Nejpoužívanějšími fuzzy regulátory jsou:

- Mamdani fuzzy regulátor.
- Takagi-Sugeno fuzzy regulátor.

3.8 Fuzzyfikace

Fuzzyfikace představuje proces přiřazování měřených hodnot vstupních veličin do fuzzy množin pomocí funkcí příslušností $\mu(x)$. Používá lingvistickou proměnnou, jejímiž hodnotami jsou výrazy nějakého jazyka. Hodnotu lingvistické proměnné můžeme chápat jako fuzzy množinu. Množina lingvistických hodnot se označuje jako množina termů. Termy jsou definovány na univerzu, které představuje univerzální množinu. Pomocí lingvistických proměnných se sestaví soubor fuzzy množin, které nějakým způsobem pokrývají základní množinu (univerzum). Potom pro každý prvek množiny lze určit stupně příslušnosti k jednotlivým fuzzy množinám. V technické praxi (úlohy řízení) se používají standardní funkce příslušnosti (Obr. 14): L-funkce, Γ-funkce, Λ-funkce, Π-funkce, S-funkce, Z-funkce, atd. [75], [76].



Obr. 14 Standardní funkce příslušnosti

3.9 Mamdani fuzzy regulátor

Návrh struktury Mamdaniho fuzzy regulátoru je často založen na heuristických metodách využívajících znalosti či zkušenosti obsluhy. Jeho inferenční mechanismus je založen na výše zmíněném produkčním pravidle. Velkou výhodou tohoto regulátoru je skutečnost, že jej lze naladit bez přesné znalosti řízeného procesu. Tato výhoda je ovšem vykoupena absencí jednotné metodiky procesu návrhu. Ačkoli lze v mnoha případech dosáhnout uspokojivých výsledků, velkým problémem zůstávají otázky stability, kontrolovatelnosti, citlivosti a robustnosti [77], [78], [79]. Společnou myšlenkou při řešení stability je převedení fuzzy regulátoru na nelineární systém a dále postupování obdobně jako u nelineárních systémů [80].

3.10 Jednoduchý fuzzy regulátor typu PI, PD a PID

Fuzzy regulátory typu PID vychází z podobnosti s klasickými PID regulátory a spojují výhody klasických a fuzzy regulátorů. Pro definování fuzzy PID regulátoru použijeme podobnost s PSD regulátorem [81], [76], jehož rovnice v přírůstkovém tvaru je

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1) = K\left(\Delta e(k) + \frac{T}{T_I}e(k) + \frac{T_D}{T}\left(\Delta e(k) - \Delta e(k-1)\right)\right) \qquad (1)$$
$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$$

V rovnici (1) jsou použity tři vstupní veličiny, odchylka ***e(k)***, její první diference ***Δe(k)*** a druhá diference (***Δe(k)- Δe(k-1)***). Redukcí výše uvedené rovnice lze odvodit vztahy pro jednodušší regulátory PI a PD. Pro regulátor typu PI dostaneme rovnici

$$\Delta u(k) = K\Delta e(k) + \frac{KT}{T_I}e(k) \qquad (2)$$
$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)$$

Vstupní proměnné fuzzyfikujeme a po defuzzyfikaci dostaneme rovnici

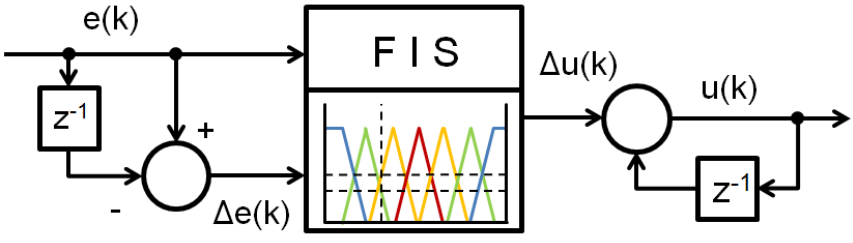
$$\Delta u(k) = \mathbf{D}\left\{\mathbf{F}\left\{K\Delta e(k) + \frac{KT}{T_I}e(k)\right\}\right\}, \qquad (3)$$

kde **F** představuje operaci fuzzyfikace a **D** operaci defuzzyfikace. Vztah (3) určuje nelineární závislost změny akčního zásahu vzhledem ke změně odchylky a její diferenci. Konstanty K a KT/T_I určují nastavení rozsahů univerza vstupních veličin. Inferenční mechanismus (inference typu Mamdani) tohoto typy regulátoru obsahuje dvoudimenzionální bázi pravidel. Příklad je uveden v Tab. 1 (obě vstupní proměnné jsou charakterizovány pomocí pěti fuzzy množin). Příklad struktury odpovídajícího regulátoru je zobrazen na Obr. 15. Obdobným způsobem lze odvodit i regulátor typu PD, jehož struktura je zobrazena na Obr. 16.

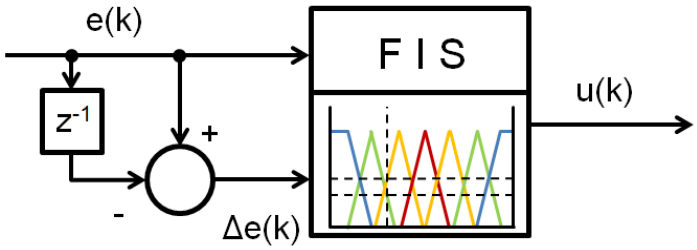
Tab. 1 Dvoudimenzionální báze pravidel pro PI regulátor

		Δe(k)				
		NB	NS	ZO	PS	PB
e(k)	NB	NB	NB	NB	NS	Z
	NS	NB	NB	NS	Z	PS
	ZO	NB	NS	Z	PS	PB
	PS	NS	Z	PS	PB	PB
	PB	Z	PS	PB	PB	PB

NB	Záporná velká
NS	Záporná malá
ZO	Nulová
PS	Kladná malá
PB	Kladná velká



Obr. 15 Schéma fuzzy regulátoru typu PI



Obr. 16 Schéma fuzzy regulátoru typu PD

Fuzzy regulátor typu PID může být realizovaný více způsoby. Jako regulátor se třemi vstupy je tvořen třídimenzionální bází pravidel. Obecně lze konstatovat, že mimo podstatného nárůstu rozměru báze pravidel se tímto řešením ztrácí fyzikální význam pohledu. Nastavování báze pravidel se tak stává daleko obtížnější stejně jako nastavení celého fuzzy regulátoru. Obecně lze pomocí fuzzy PID regulátoru realizovat rychlejší přechodové děje než se samotným fuzzy PI regulátorem. Fuzzy regulátor se znalostí výše uvedených faktů je nejlepší sestavit jako kombinaci dvou fuzzy regulátorů PI a PD nebo fuzzy I a PD [76].

Společnou nevýhodou všech fuzzy regulátorů uvedených v této části je jejich nastavování. Hlavní hrubé nastavení lze provést změnou rozsahu univerza pro regulační odchylku, její diferenci a pro akční zásah. Další doladění se pak provede pomocí úprav v inferenčním mechanismu (tabulka pravidel), případně posunutím funkcí příslušností. Nastavování je převážně intuitivní, obecně použitelná metoda není známa, což znesnadňuje jejich široké nasazení [76].

3.11 Defuzzyfikace

Výsledkem činnosti bloku s inferenčním mechanismem je soubor funkcí příslušnosti pro jednotlivé termy výstupních proměnných. Funkce příslušnosti výstupní množiny závisí na zvoleném typu inference (Mamdani – sjednocení oříznutých funkcí příslušnosti). Pro vlastní provádění akčních zásahů je potřeba převést fuzzy proměnnou na ostrou hodnotu v přípustném rozsahu. Proces převodu proměnné na ostrou hodnotu nazýváme defuzzyfikací, následuje proces denormalizace. Existuje mnoho metod defuzzyfikace, které vycházejí z empirického pozorování až heuristických přístupů. Obecně lze volit z metod, které hodnotu akční veličiny určí výpočtem jako nejlepší kompromis (metody těžiště) nebo metody hledající přijatelné řešení (metody nejvýznamnějšího maxima) [75], [76].

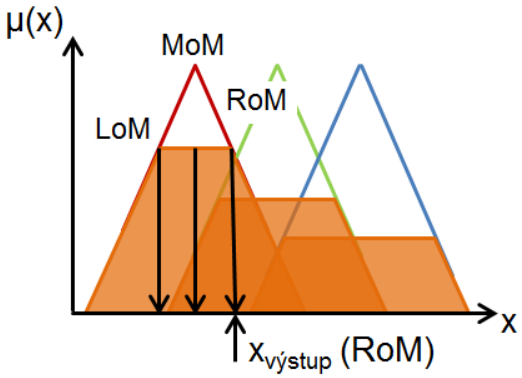
Metody nejvýznamnějšího maxima

Metody tohoto typu hledají tzv. přijatelné řešení vyhovující podmínkám vyplývajících z rozhodovacích pravidel. Ze všech termů je vybrán term s největší hodnotou funkce příslušnosti a je stanovena maximální hodnota funkce příslušnosti, která pak svým umístěním v závislosti na zvolené metodě určí ostrou hodnotu výstupní veličiny.

Mezi tyto metody patří (Obr. 17):

- *Left of Maximum* (LoM) -výsledkem je nejvíce vlevo položená hodnota z největší hodnoty funkce příslušnosti.

- *Mean of Maximum* (MoM) – výsledkem je ve středu položená hodnota největší hodnoty funkce příslušnosti.
- *Right of Maximum* (RoM) – výsledkem je nejvíce vpravo položená hodnota z největší hodnoty funkce příslušnosti.



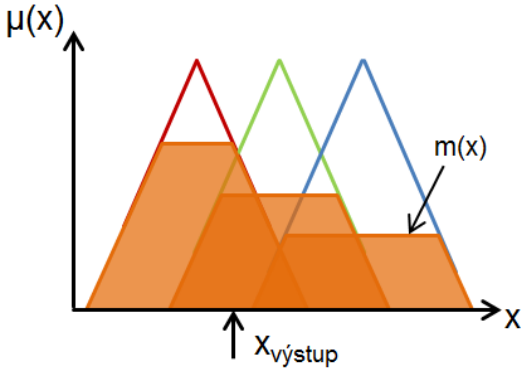
Obr. 17 Metody nejvýznamnějšího maxima

Metody těžiště

Metody tohoto typu určí ostrou hodnotu výstupní proměnné na základě výpočtu těžiště výstupních termů.

Existují dva základní přístupy:

- *Center of Maximum* (těžiště singltonů) – funkční závislosti jednotlivých termů nahradíme jejich typickými hodnotami a hledáme jejich těžiště.
- *Center of Gravity* (těžiště plochy) – hledáme těžiště plochy funkce příslušnosti výstupní veličiny (Obr. 18).



$$x_{výstup} = \frac{\int m(x).xdx}{\int m(x)dx}$$

Obr. 18 Metoda těžiště plochy

3.12 Takagi-Sugeno fuzzy regulátor

Inferenční mechanismus fuzzy regulátoru typu Takagi-Sugeno je tvořen odlišným způsobem než inference typu Mamdani. Jedná se o podmíněná pravidla, ve kterých je hodnota konsekventu vyjádřena přesným konstantním nebo lineárním vztahem antecedentových proměnných [82], [83]. Pravidla mohou mít následující tvar:

$$IF\ \left(\text{vstup } 1\ = x\right)\ AND\ \left(\text{vstup } 2\ = y\right)\ THEN\ z = ax + by + c \qquad (4)$$

Výstupní proměnné z jednotlivých pravidel jsou následně zpracovány pomocí váhy *v*, kterou lze stanovit na základě funkcí příslušnosti vstupních proměnných. Výstupem inferenčního systému je proměnná vyjádřená jako:

$$\text{výstup} = \frac{\sum_{i=1}^{N} v_i z_i}{\sum_{i=1}^{N} v_i}, \tag{5}$$

kde *N* představuje počet pravidel.

Na základě vlastností výsledné výstupní proměnné lze zhruba prohlásit, že v místech, kde nedochází k „překryvu“ fuzzy množin vstupních veličin, je průběh výstupní proměnné lineární, přičemž v místech vzájemného překrývání fuzzy množin dochází k plynulému napojení jedné lineární funkce na druhou. Důležitou vlastností Takagi-Sugeno inference je, že u ní není zapotřebí klasická defuzzyfikační procedura.

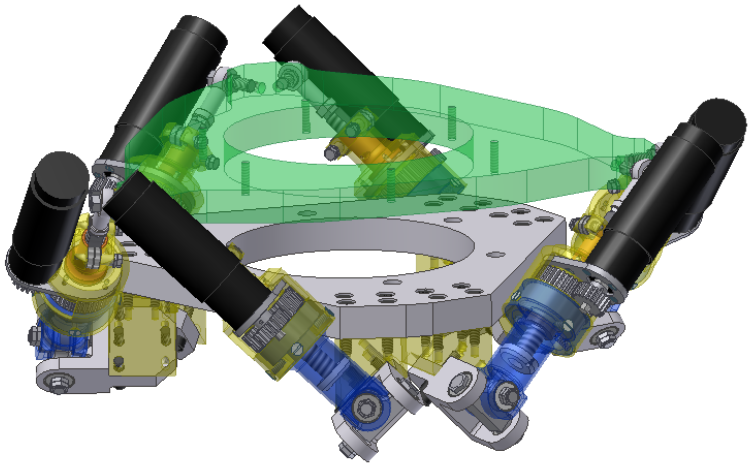
Takagi-Sugeno modely se v minulosti ukázaly být vhodné pro širokou škálu aplikací fuzzy řízení [84], [85], [86]. Z pohledu návrhu řídicích algoritmů tato koncepce přemosťuje propast mezi fuzzy řízením a klasickým lineárním řízením. Díky jejich použití je možné omezit počet fuzzy pravidel a funkcí příslušnosti, které by byly obvykle potřeba, pokud bychom model sestavovali pouze pomocí fuzzy modelování Mamdaniho typu. Dimenze báze pravidel Takagi-Sugeno modelů může zůstat nízká i u relativně složitých systémů. Další výhodou těchto modelů může být následná optimalizace např. pomocí neuronových sítí [87], [88] (ANFIS [83]). Takagi-Sugeno modely lze dále využít pro paralelně distribuovanou kompenzaci [89], [88] (regulátory PDC) nebo pro prediktivní řízení [90], [91].

3.13 Servomechanismy s fuzzy řízením

Návrhy řízení servomechanismů využívajících fuzzy logiku vychází z obecného popisu fuzzy regulátorů popsaných v předešlém textu. Pro řízení pohonů bývají implementovány různé typy regulátorů, např. Mann a Surgenor použili fuzzy PID regulátor s inferencí typu Mamdani [64]. Zi et al. navrhli řízení servomechanismu pomocí paralelního propojení lineárního PI a klasického fuzzy regulátoru [66]. Chung et al. použili fuzzy regulátor založený na metapravidlech [67]. Rubaai et al. použili online trénovaný neuro-fuzzy regulátor [92]. Faa-Jeng Lin implementoval hybridní fuzzy regulátor, který kombinuje výhody fuzzy a adaptivního řízení [93].

4. Kinematika mechanismu

Stewartova platforma představuje paralelní mechanismus se šesti stupni volnosti. Skládá se z pevné báze a pohyblivé platformy, která je k základně vázána pomocí šestice ramen (Obr. 19, 20). Jednotlivá ramena mechanismu představují lineární pohony, které změnou vlastní délky pohybují platformou. Vazby mezi pevnou bází a rameny mechanismu jsou realizovány pomocí Kardanových kloubů, pohyblivá platforma je k ramenům vázána sférickými vazbami (kloubové hlavice ve tvaru oka). Autorem mechanické konstrukce včetně volby pohonů je Ing. Pavel Houška, Ph.D.



Obr. 19 Konstrukční návrh Stewartovy platformy

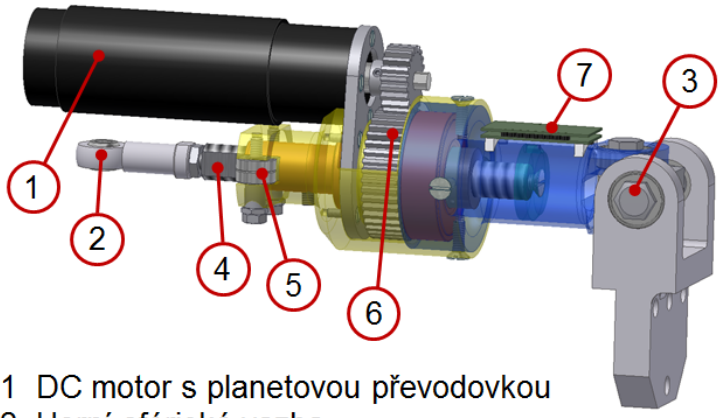


Obr. 20 Prototyp Stewartovy platformy

Samotný lineární pohon je složen z DC motoru, který skrze planetovou převodovku a čelní ozubené soukolí pohání matici kuličkového šroubu (Obr. 21). Uložení matice pohybového šroubu je provedeno jednořadým kuličkovým ložiskem v zadní části rámu a jednosměrným axiálním kuličkovým ložiskem v přední části. Vymezení translačního pohybu pohybového šroubu je dosaženo pomocí čtveřice vodících kladek z ložisek. Jako vhodný motor byl vybrán DC motor RE 35 (90 W) firmy MAXON doplněný inkrementálním snímačem natočení HEDM-5500 a planetovou převodovkou GP32C. Převodový poměr

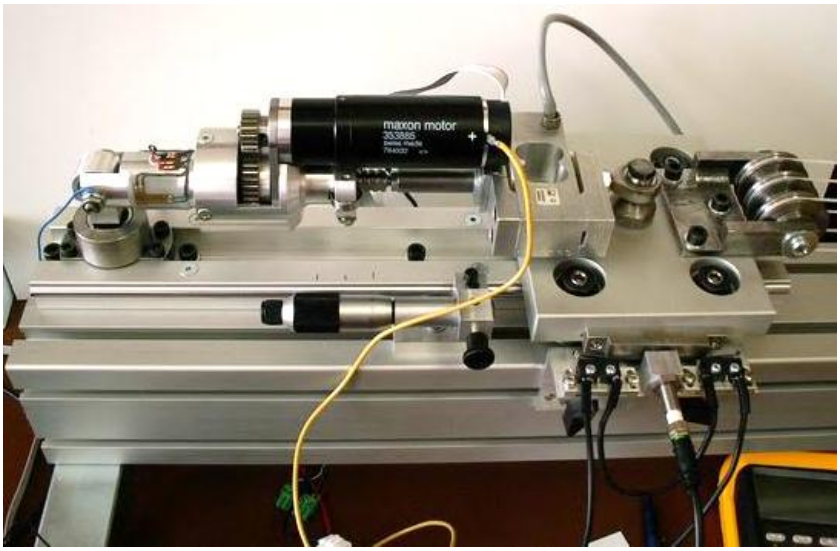
planetové převodovky je 4,8:1, čelního ozubení potom 41:21. Horní sférická vazba připojující lineární pohon k platformě je realizována kloubovou hlavicí ve tvaru oka. Ve vnitřní části oka je otvor s definovanou tolerancí, aby se zamezilo možným vůlím, které by mohly vzniknout ve spoji. Spodní kloub je realizován křížovým kloubem se dvěma stupni volnosti, otočná vazba je realizována použitím kuličkových ložisek.

Pro možnost přímého odměřování polohy a zatížení lineárních pohonů (jednotlivá ramena) je v budoucnu plánováno doplnit systém o absolutní snímače polohy a deformace, které budou spojeny s jednotlivými kuličkovými šrouby [94], [95], v případě měření zatížení (deformace) s těly pohonů. V současnosti je vyrobena funkční varianta zařízení, na kterém probíhají testy zpracovaných modelů a řídicího systému (Obr. 22).



1 DC motor s planetovou převodovkou
2 Horní sférická vazba
3 Křížový kloub (Kardanův kloub)
4 Kuličkový šroub
5 Vodící kladky
6 Čelní ozubení
7 Absolutní snímač polohy

Obr. 21 Detail jednoho ramene mechanismu



Obr. 22 Lineární pohon na testovacím přípravku

V rámci řešení této práce jsem podle konstrukčního návrhu v programu Autodesk Inventor Professional (dále AIP) a sestaveného mechanismu vytvořil kinematické modely mechanismu, publikováno v [17]. Tyto modely byly dále využity jako základ pro modelování dynamiky v prostředí SimMechanics [18].

Kvůli nárokům na řídicí systém byla posouzena možnost zjednodušení kinematického modelu. Touto úvahou byl sestaven zjednodušený kinematický model, který byl následně simulačně porovnán s přesným kinematickým modelem. Získané simulační výsledky potvrdily použitelnost zjednodušeného modelu pro řízení reálného mechanismu.

4.1 Základní geometrie mechanismu a stanovení souřadných systémů

Pro sestavení simulačního modelu a pro návrh řídicích algoritmů je nutno popsat geometrii mechanismu. Potřebné rozměry byly získány z konstrukčního modelu mechanismu v AIP. Následující obrázky slouží jako podklad pro definování zjednodušeného a nezjednodušeného kinematického modelu. Jsou zde stanovena umístění připojovacích bodů ramen a polohy a orientace souřadných systémů báze (SSB) a platformy (SSP).

Platforma je k bázi vázána pomocí šestice ramen. Mezi jednotlivými rameny a platformou jsou realizovány sférické vazby. Geometrické středy těchto vazeb určují body připojení v kinematickém modelu. Body postupně označíme P_1 až P_6 (Obr. 23).

Tab. 2 Souřadnice bodů platformy v SSP

Číslo	X [mm](SSP)	Y [mm] (SSP)	Z [mm] (SSP)
P_1	174,209	75,836	0
P_2	152,781	112,952	0
P_3	-152,781	112,952	0
P_4	-174,209	75,836	0
P_5	-21,429	-188,788	0
P_6	21,429	-188,788	0

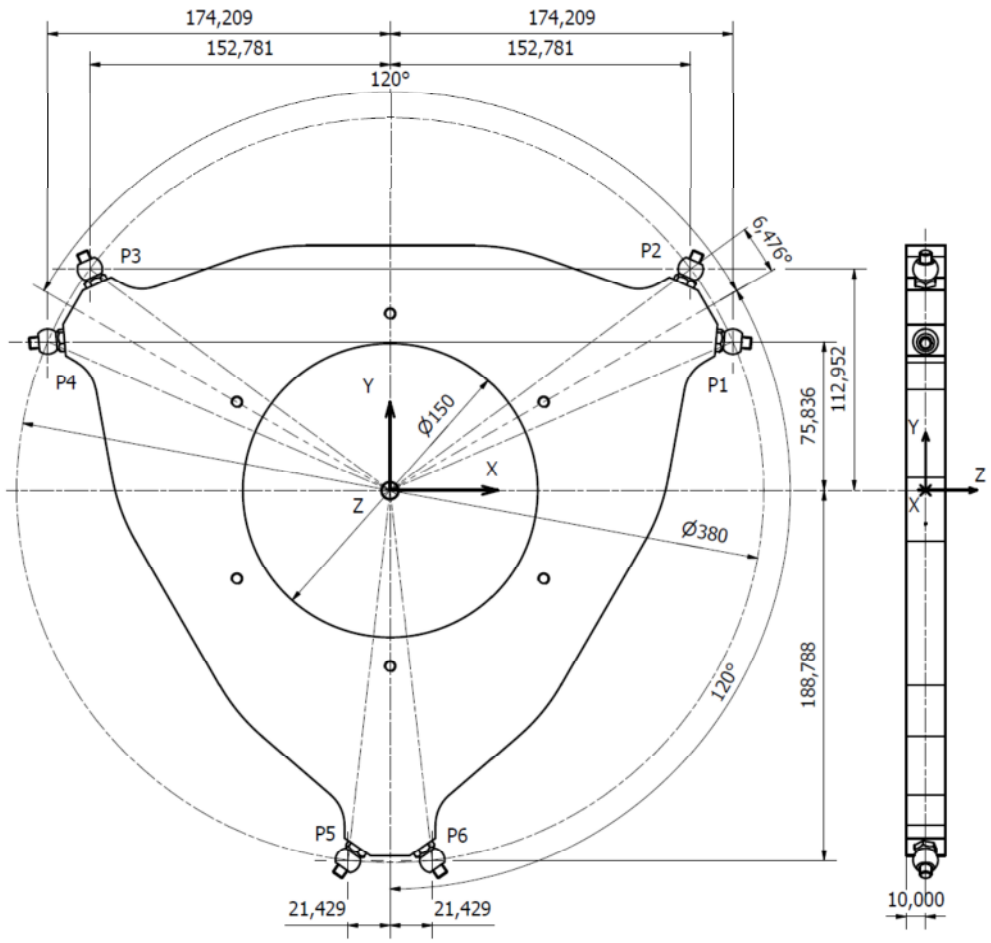
V Tab. 2 jsou shrnuty souřadnice jednotlivých bodů v souřadném systému platformy, který je umístěn v jejím středu, tj. 10 mm od spodního okraje. Pro body platformy P_i v SSP platí:

$$\begin{aligned} b_{mp_i} &= \frac{2}{3}p\,(i-1) - a_p + \frac{p}{6} \\ b_{pp_i} &= \frac{2}{3}p\,(i-1) + a_p + \frac{p}{6} \end{aligned}, \; i = 1,\ldots, 3 \qquad (6)$$

a_P představuje úhel vychýlení, jež má velikost 6,476°.

$$\mathbf{P}_{2i-1} = r_p \begin{bmatrix} \cos b_{mp_i} \\ \sin b_{mp_i} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P}_{2i} = r_p \begin{bmatrix} \cos b_{pp_i} \\ \sin b_{pp_i} \\ 0 \end{bmatrix}, \; i = 1,\ldots, 3 \qquad (7)$$

r_p představuje poloměr roztečné kružnice, 190 mm.



Obr. 23 Výkres platformy

Poloha bodů připojení ramen k bázi je určena body B_1 až B_6 (Obr. 24). Spodní vazby (Kardanův kloub) byly kvůli mimoběžnosti os zjednodušeny, připojovací body kinematického modelu byly určeny jako kolmé průměty os rotačních vazeb fixujících spodní část ramen do os spodních držáků.

Tab. 3 Souřadnice bodů základny v SSB

Číslo	X [mm](SSB)	Y [mm] (SSB)	Z [mm] (SSB)
B_1	165,330	-57,429	0
B_2	32,930	171,894	0
B_3	-32,930	171,894	0
B_4	-165,330	-57,429	0
B_5	-132,400	-114,466	0
B_6	132,400	-114,466	0

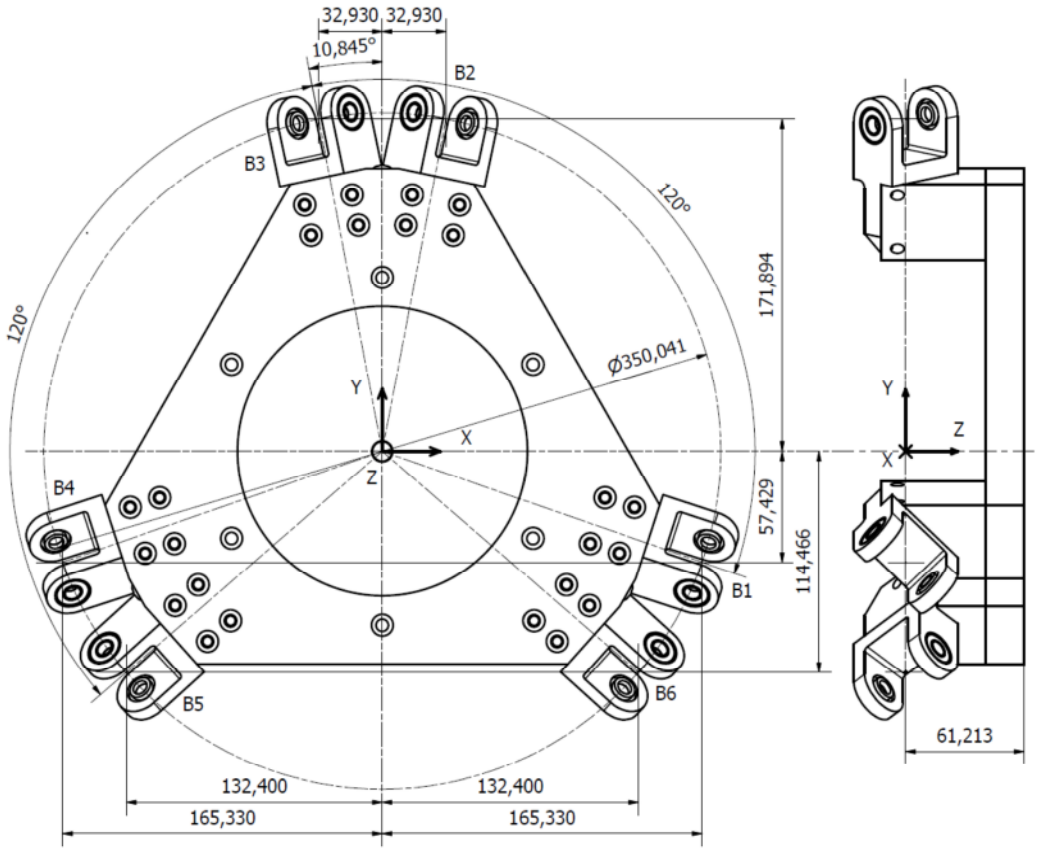
V Tab. 3 jsou shrnuty souřadnice jednotlivých bodů B v souřadném systému báze, který je umístěný 61,213 mm od horního okraje báze. Pro body báze B_i v SSB platí:

$$b_{mb_i} = \frac{2}{3}p\,(i-1) + a_b - \frac{p}{6}, \quad i = 1,\ldots, 3$$
$$b_{pb_i} = \frac{2}{3}p\,(i-1) - a_b + \frac{p}{2} \qquad (8)$$

a_b představuje úhel vychýlení, jež má velikost 10,845°.

$$\mathbf{B}_{2i-1} = r_b \begin{bmatrix} \cos b_{mb_i} \\ \sin b_{mb_i} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{2i} = r_b \begin{bmatrix} \cos b_{pb_i} \\ \sin b_{pb_i} \\ 0 \end{bmatrix}, \text{ i = 1,..., 3} \tag{9}$$

r_b představuje poloměr roztečné kružnice, 175,0205 mm.



Obr. 24 Výkres báze

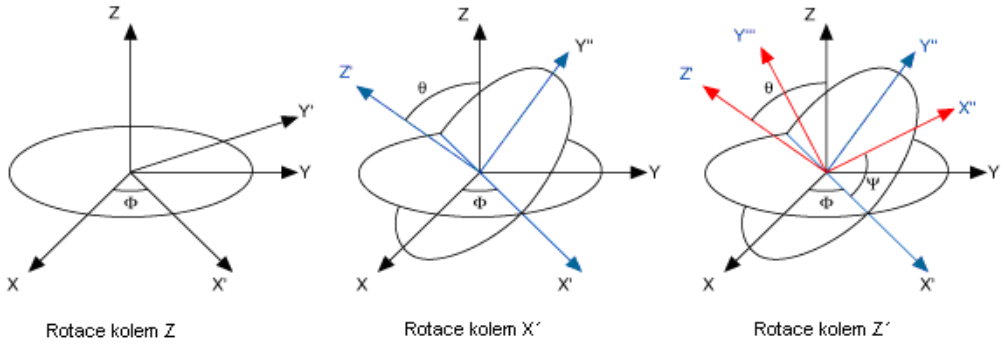
Tímto jsou určeny body báze a platformy v příslušných souřadných systémech. Pro další potřeby modelování a pro návrh řídicích algoritmů je třeba definovat polohu báze a platformy v globálním souřadném systému. Jako globální souřadný systém byl zvolen systém totožný se souřadným systémem báze. Pro převod souřadnic bodů platformy do globálního souřadného systému byla použita prostorová transformace:

$$\mathbf{P}_{i[SSB]} = \mathbf{P}_{i[SSP]}.\mathbf{R} + \mathbf{T}, \text{ i = 1,..., 6} \tag{10}$$

Vektor **T** představuje vektor posunutí počátku souřadného systému platformy vůči počátku souřadného systému báze. Matice **R** představuje matici rotace:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos y \cos f - \sin y \cos q \sin f & \cos y \sin f + \sin y \cos q \cos f & \sin y \sin q \\ -\sin y \cos f - \cos y \cos q \sin f & -\sin y \sin f + \cos y \cos q \cos f & \cos y \sin q \\ \sin q \sin f & -\sin q \cos f & \cos q \end{bmatrix} \tag{11}$$

Byla použita Eulerova transformace SSP do SSB, natočení kolem souřadných os postupně o ϕ kolem osy Z, o θ kolem X´ a o Ψ kolem Z´ (Obr. 25).



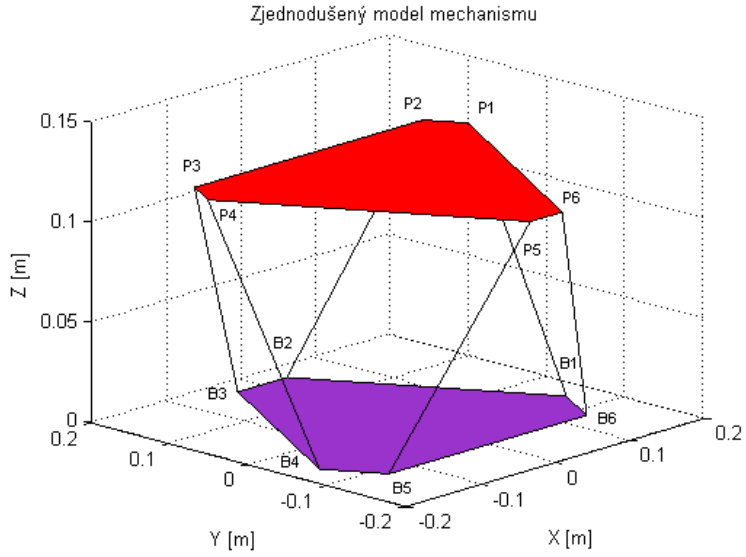
Obr. 25 Schéma prostorové transformace

Dále určíme délky jednotlivých ramen manipulátorů. Pro délky ramen platí:

$$d_i = \left|P_i B_i\right| = \sqrt{(x_{Bi} - x_{Pi})^2 + (y_{Bi} - y_{Pi})^2 + (z_{Bi} - z_{Pi})^2}\ ,\ \mathrm{i} = 1,\ldots,6 \qquad (12)$$

4.2 Zjednodušený kinematicky model

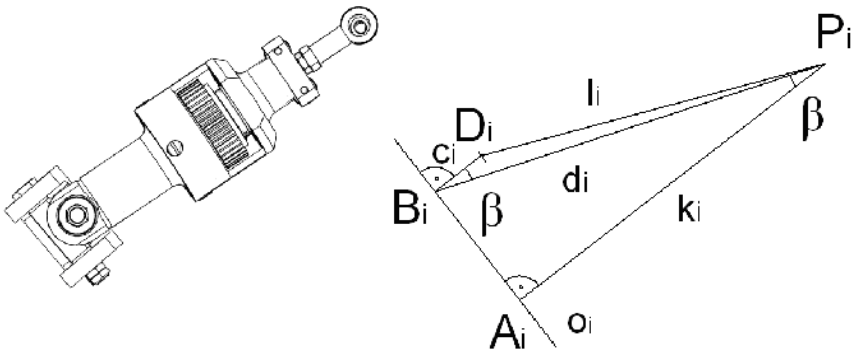
Na základě výše uvedených vztahů, které definují základní geometrii, byl v programu MATLAB sestaven zjednodušený kinematický model mechanismu [3]. Tento simulační model představuje bázi a platformu charakterizovanou připojovacími body, které jsou vázány pomocí šestice ramen (Obr. 26). Pomocí tohoto modelu lze řešit inverzní úlohu kinematiky, kdy jsou ke známé poloze a natočení platformy dopočítány délky jednotlivých ramen.



Obr. 26 Model zjednodušeného mechanismu

4.3 Popis geometrie nezjednodušeného ramene

Obr. 27 znázorňuje detail modelu jednoho nezjednodušeného ramene a jeho geometrické schéma. Body P_i a B_i představují připojovací body definované ve výše uvedeném popisu. Body D_i vzniknou jako průsečíky os rotačních vazeb fixujících spodní část ramen s rovinou, ve které leží osa ramene. Tuto rovinu definuje bod P_i a osa spodního držáku. Vzdálenost $\left|B_i D_i\right| = c_i = 10$ mm je definována konstrukcí držáku ramene.



Obr. 27 Model nezjednodušeného ramene

Bod A_i vznikne jako kolmý průmět bodu P_i do osy spodního držáku o_i. Index i v textu níže nabývá postupně hodnot 1 až 6. Dále platí:

$$\begin{aligned} \cos b &= \frac{k_i}{d_i} \\ l_i^2 &= c_i^2 + d_i^2 - 2c_i d_i \cos b \\ l_i^2 &= c_i^2 + d_i^2 - 2c_i k_i \end{aligned} \tag{13}$$

Ze vztahu výše plyne nová délka ramene l_i jako:

$$l_i = \sqrt{c_i^2 + d_i^2 - 2c_i k_i} \tag{14}$$

Vzdálenost k_i určíme jako vzdálenost bodu P_i od přímky o_i. Přímku o_i charakterizuje bod B_i a směrový vektor $\mathbf{u}_i$. Přímku, na které leží úsečka A_iP_i, charakterizuje bod P_i a směrový vektor $\mathbf{w}_i$.

Parametrická rovnice přímky o_i je:

$$\begin{aligned} x_i &= B_{ix} + u_{ix} t_i \\ y_i &= B_{iy} + u_{iy} t_i \\ z_i &= B_{iz} + u_{iz} t_i \end{aligned} \tag{15}$$

Dále platí:

$$\begin{aligned} \mathbf{w}_i &= \mathbf{A}_i - \mathbf{P}_i \\ \mathbf{w}_i &= \left(B_{ix} + u_{ix} t_i - P_{ix}; B_{iy} + u_{iy} t_i - P_{iy}; B_{iz} + u_{iz} t_i - P_{iz} \right) \end{aligned} \tag{16}$$

Vektory $\mathbf{u}_i$ a $\mathbf{w}_i$ jsou na sebe kolmé:

$$\begin{aligned} 0 &= \mathbf{w}_i . \mathbf{u}_i \\ 0 &= \left(B_{ix} + u_{ix} t_i - P_{ix} \right) . u_{ix} + \left(B_{iy} + u_{iy} t_i - P_{iy} \right) . u_{iy} + \left(B_{iz} + u_{iz} t_i - P_{iz} \right) . u_{iz} \end{aligned} \tag{17}$$

Odtud vyjádříme parametr t_i:

$$t_i = \frac{\left(P_{ix} - B_{ix} \right) . u_{ix} + \left(P_{iy} - B_{iy} \right) . u_{iy} + \left(P_{iz} - B_{iz} \right) . u_{iz}}{u_{ix}^2 + u_{iy}^2 + u_{iz}^2} \tag{18}$$

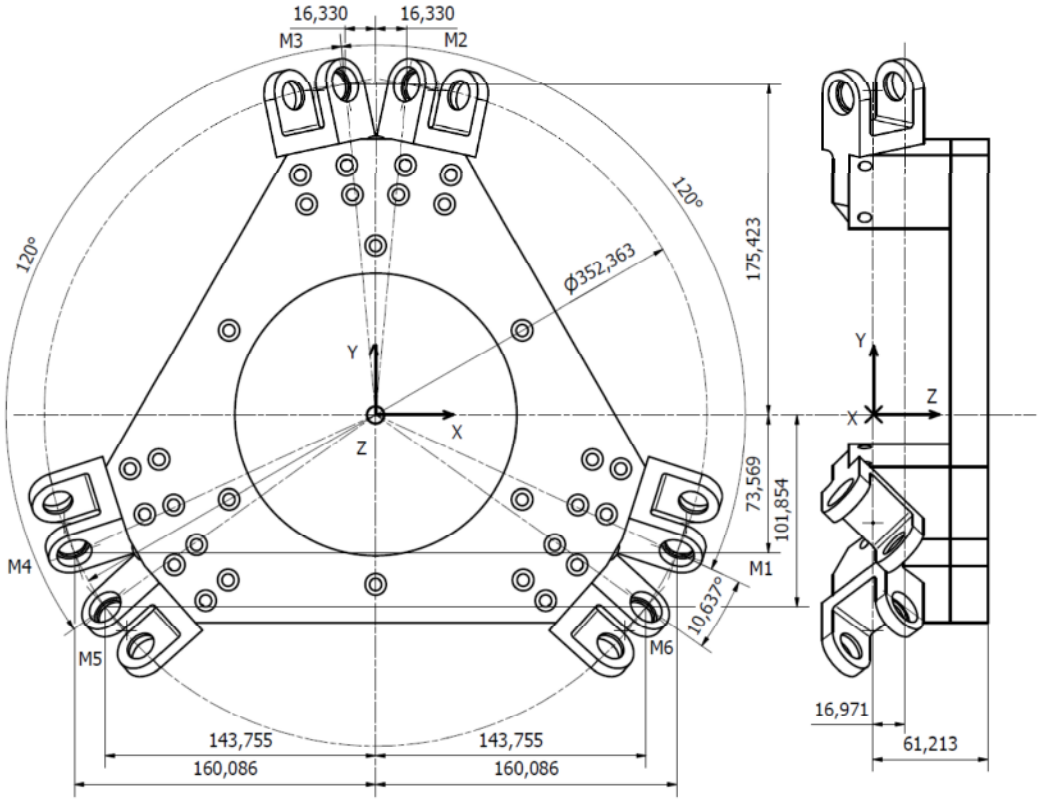
Za parametr t_i dosadíme do parametrické rovnice přímky o_i, čímž získáme bod A_i. Vzdálenost k_i určíme jako vzdálenost $\left| A_i P_i \right|$.

$$k_i = \left| A_i P_i \right| = \sqrt{(A_{ix} - P_{ix})^2 + (A_{iy} - P_{iy})^2 + (A_{iz} - P_{iz})^2} \tag{19}$$

Zbývá určit směrový vektor $\mathbf{u}_i$. Ten je definován pomocí bodu B_i a pomocného bodu M_i, který leží na ose o_i.

$$\mathbf{u}_i = B_i - M_i \tag{20}$$

Polohu bodů M_i určíme z Obr. 28. Body M_i leží na osách o_i a v rovinách horních ploch držáků kloubů.



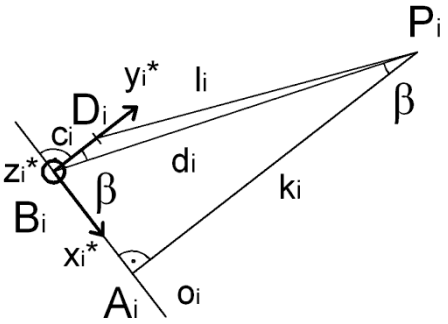
Obr. 28 Výkres umístění pomocných bodů báze

Tab. 4 Souřadnice pomocných bodů M v SSB

Číslo	X [mm](SSB)	Y [mm] (SSB)	Z [mm] (SSB)
M_1	160,086	-73,569	16,971
M_2	16,330	175,423	16,971
M_3	-16,330	175,423	16,971
M_4	-160,086	-73,569	16,971
M_5	-143,755	-101,854	16,971
M_6	143,755	-101,854	16,971

V Tab. 4 jsou shrnuty souřadnice jednotlivých bodů M v souřadném systému báze. Ve vztazích výše byly určeny délky ramen pro nezjednodušená ramena. Výhodou tohoto postupu je jeho relativní jednoduchost. Pro samotný návrh kinematického řízení by stanovení jednotlivých délek ramen postačovalo. Nevýhodou zmíněného postupu je, že nebyly stanovený polohy bodů D_i v SSB. Pro další potřeby modelování je nutné tyto polohy stanovit. V textu níže je popsáno stanovení poloh bodů D_i a alternativní stanovení délek ramen pomocí nalezených poloh bodů D_i. Polohy bodů D_i zjistíme tak, že nejprve zavedeme lokální souřadné systémy podle Obr. 29. Počátky souřadných systémů umístíme do bodů B_i, osa x_i* je totožná s osou o_i. V těchto lokálních souřadných systémech stanovíme polohy bodů D_i*. Body

D_i* leží na ose y_i* ve vzdálenosti *c*. Následně provedeme transformaci z lokálních souřadných systémů do SSB.



Obr. 29 Definice lokálních souřadných systému ramen

Osy lokálních souřadných systémů jsou definovány:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_i^* &= \mathbf{B}_i - \mathbf{M}_i \\ \mathbf{z}_i^* &= \mathbf{x}_i \times \mathbf{B}_i\mathbf{P}_i \\ \mathbf{y}_i^* &= \mathbf{z}_i^* \times \mathbf{x}_i^* \end{aligned} \tag{21}$$

Polohu bodů D_i v SSB získáme jako:

$$\mathbf{D}_{i[SSB]} = \mathbf{D}_i^* . \mathbf{R}_i^* + \mathbf{T}_i^* \tag{22}$$

Vektor **T*** představuje vektor posunutí počátku lokálních souřadných systému (B_i) vůči počátku globálního souřadného systému báze. Matice **R*** představuje matici rotace:

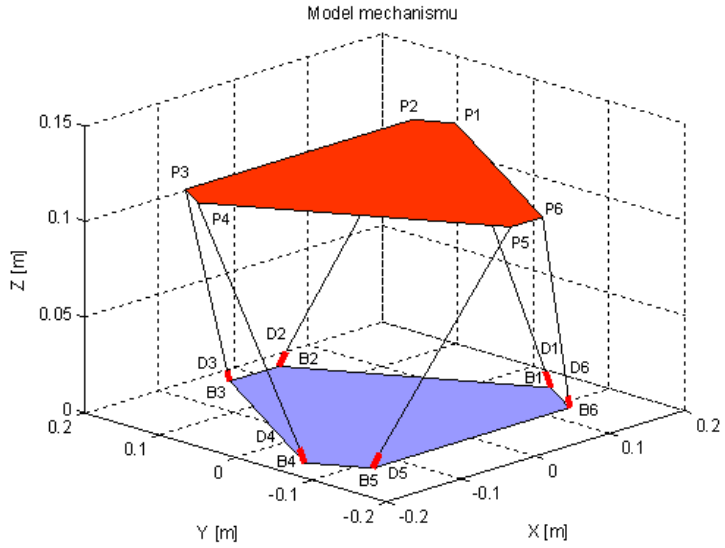
$$\mathbf{R}_i^* = \begin{bmatrix} \frac{x_{xi}^*}{|\mathbf{x}_i^*|} & \frac{y_{xi}^*}{|\mathbf{y}_i^*|} & \frac{z_{xi}^*}{|\mathbf{z}_i^*|} \\ \frac{x_{yi}^*}{|\mathbf{x}_i^*|} & \frac{y_{yi}^*}{|\mathbf{y}_i^*|} & \frac{z_{yi}^*}{|\mathbf{z}_i^*|} \\ \frac{x_{zi}^*}{|\mathbf{x}_i^*|} & \frac{y_{zi}^*}{|\mathbf{y}_i^*|} & \frac{z_{zi}^*}{|\mathbf{z}_i^*|} \end{bmatrix} \tag{23}$$

Délky jednotlivých ramen potom určíme podle:

$$l_i = |P_i D_i| = \sqrt{(x_{Di} - x_{Pi})^2 + (y_{Di} - y_{Pi})^2 + (z_{Di} - z_{Pi})^2} \tag{24}$$

4.4 Nezjednodušený kinematický model

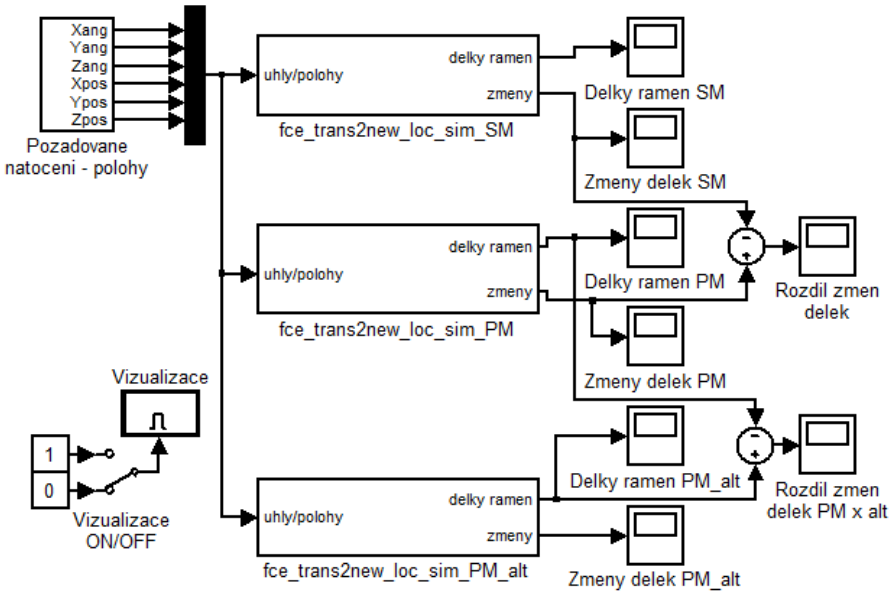
Na základě popisu geometrie jednoho ramene a předchozích vztahů byl v programu MATLAB sestaven nezjednodušený kinematický model mechanismu (Obr. 30) [17]. Simulační model představuje bázi a platformu charakterizovanou připojovacími body, které jsou vázány pomocí šestice nezjednodušených ramen. Pomocí tohoto modelu lze řešit nezjednodušenou inverzní úlohu kinematiky, kdy jsou ke známé poloze platformy vypočítány délky jednotlivých ramen.



Obr. 30 Model nezjednodušeného mechanismu

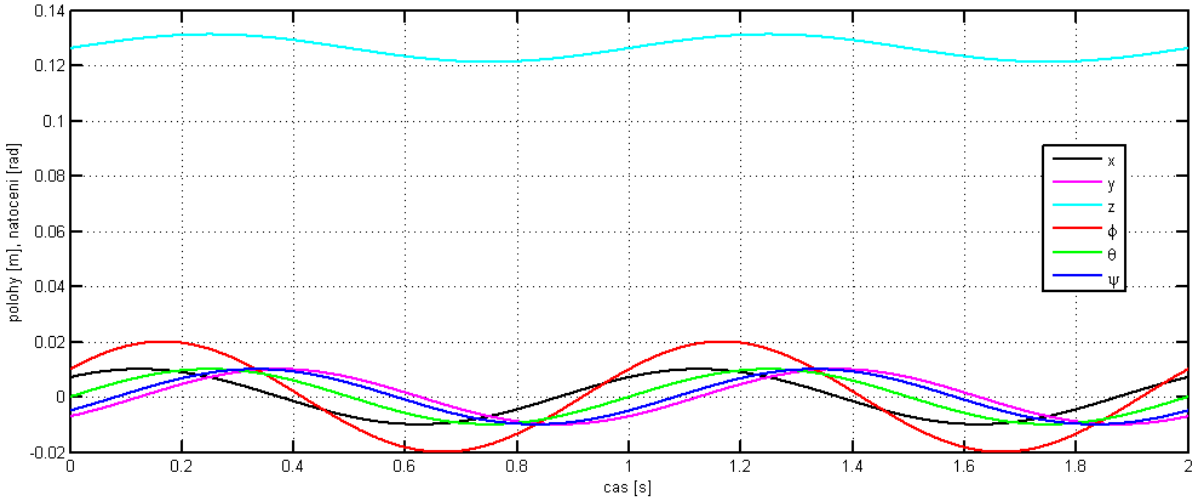
4.5 Porovnání kinematických modelů

Na závěr bylo provedeno porovnání obou sestavených modelů. Byl navržen simulační program v prostředí MATLAB/Simulink, který sledoval změny délek jednotlivých ramen v obou modelech v závislosti na požadované poloze a natočení platformy (Obr. 31).

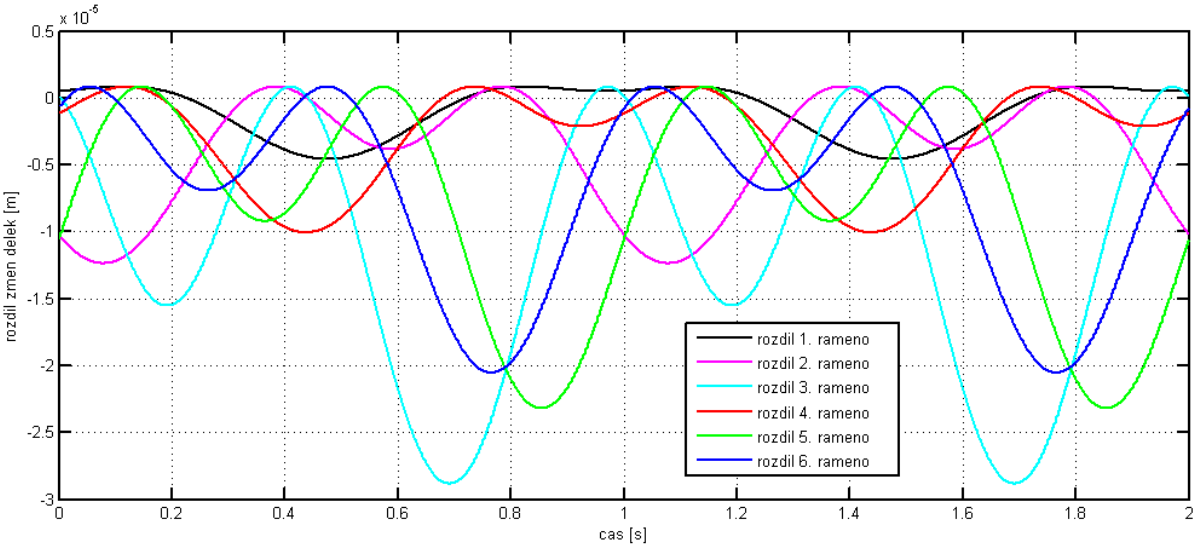


Obr. 31 Simulační program pro porovnání modelů

Postupně jsou počítány délky ramen a jejich změny pro zjednodušený model i pro obě varianty výpočtu nezjednodušeného modelu. Na vstupy modelů je přiveden harmonický budící signál z generátorů požadované hodnoty polohy a natočení platformy (Obr. 32). Na výstupech modelů jsou vyhodnocovány rozdíly změn délek. Na Obr. 33 je zobrazen rozdíl změn délek ramen mezi nezjednodušeným a zjednodušeným modelem.



Obr. 32 Graf požadované polohy a natočení platformy

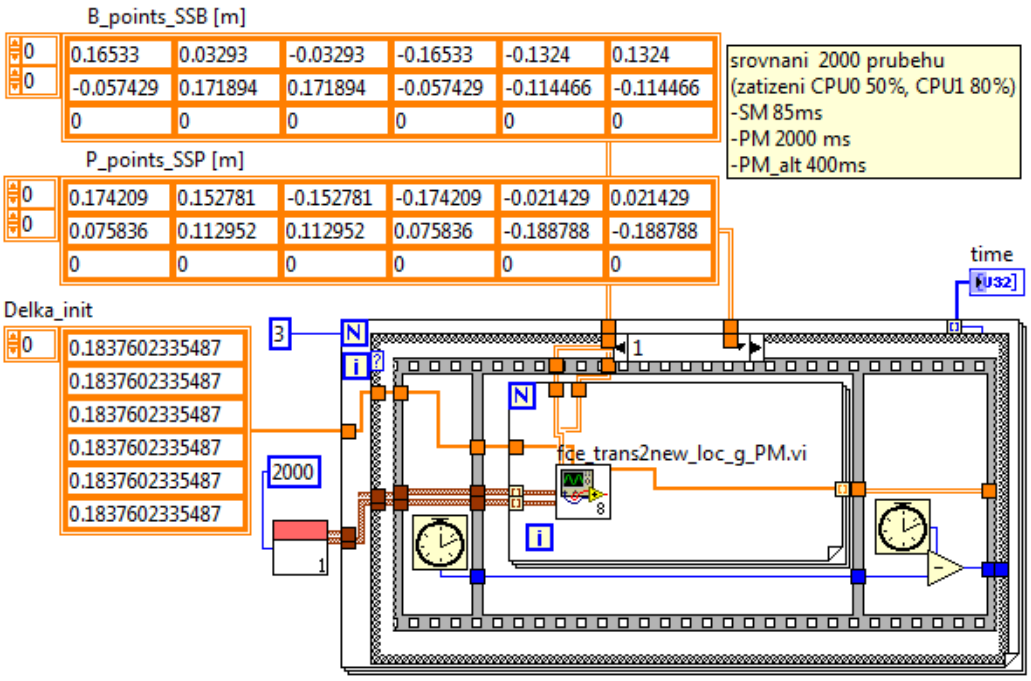


Obr. 33 Graf chyby zjednodušeného kinematického modelu

Pro zjištění výpočetní náročnosti jednotlivých modelů byla na real-time řídicí jednotce implementována testovací aplikace ve vývojovém prostředí NI LabVIEW (Obr. 34). Byly stanoveny průměrné časy výpočtů 2000 cyklů pro každý model (Tab. 5) při předchozím zatížení real-time jednotky na cca 65% výkonu (simulace běhu řídicí aplikace).

Tab. 5 Časy výpočtů kinematických modelů

Model	Počet cyklů	Průměrný výpočetní čas [ms]
zjednodušený	2000	85
nezjednodušený	2000	2000
nezjednodušený alt.	2000	400



Obr. 34 Testovací aplikace kinematických modelů

Zjištěná maximální chyba zjednodušeného modelu je považována za přijatelnou vzhledem k výpočetní náročnosti přesného modelu. V pozdějších fázích vývoje řídicího systému může být využito výpočtu nezjednodušeného modelu s přihlédnutím k zatížení celého systému. Získaný algoritmus výpočtu délek ramen pomocí zjednodušeného modelu je použit v real-time řídicím systému mechanismu, kde byl podroben testování. Dále byla v prostředí MATLAB naprogramována sada funkcí, které slouží jako podklad pro sestavení dynamického modelu v prostředí Simulink – SimMechanics, [15], [96].

4.6 Inverzní a přímá úloha kinematiky

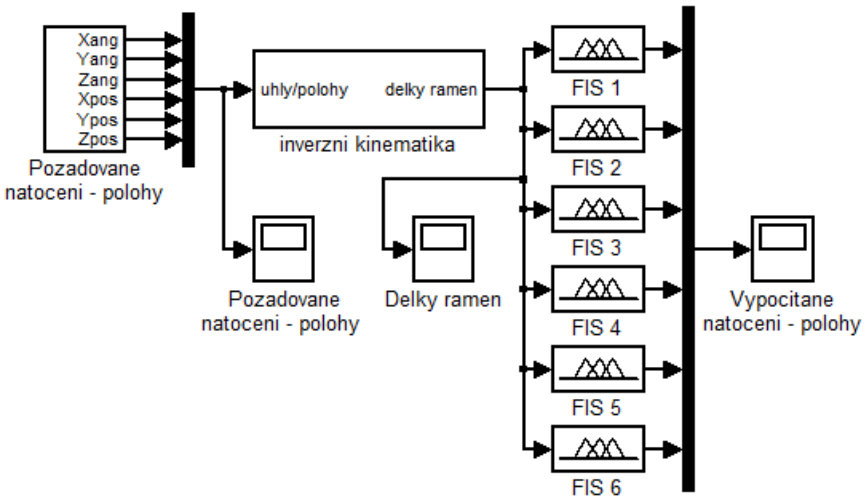
Na základě sestavených simulačních modelů lze přímo řešit inverzní úlohu kinematiky. Pro známou polohu a orientaci koncového efektoru hledáme hodnoty zobecněných souřadnic [3], [14], [97]. Zajímavým východiskem je řešení inverzní a zvláště přímé kinematiky pomocí fuzzy logiky [39].

V souvislosti s možností využití fuzzy logiky pro výpočet přímé úlohy kinematiky jsem připravil simulační model (Obr. 35), který používá inferenční mechanismus typu Takagi-Sugeno naučený a optimalizovaný pomocí funkce *anfis* z vývojového prostředí MATLAB. Funkce *anfis* využívá metody neuro-adaptivního učení pro mapování vstupu na výstup modelovaných dat skrze příslušné funkce příslušnosti. Podle trénovacích dat je vytvořen a optimalizován inferenční systém, jehož parametry jsou laděny buď pomocí algoritmu zpětného šíření, nebo v kombinaci s metodou nejmenších čtverců [98], [83].

Pro výpočet souboru trénovacích dat byl použit model inverzní kinematiky. Vstupní data pro inverzní model kinematiky byla získána vzájemnou kombinací vybraných poloh a natočení platformy v okolí pracovního bodu (poloha [0, 0, 0.126213] m; natočení [0, 0, 0] rad). Rozsahy jednotlivých souřadnic poloh a natočení jsou v Tab. 6. Dále bylo potřeba upravit matici rotací **R** (11) prostorové transformace souřadného systému. Původní

transformace ZXZ není vhodná pro zpětné stanovení úhlů natočení kolem os kvůli dvojité rotaci kolem Z. Nově použitá transformace XYZ využívá matici rotace (25), s natočení kolem souřadných os postupně o úhel ϕ kolem osy X, o θ kolem Y´ a o Ψ kolem Z´.

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos q \cos y & -\cos f \sin y - \sin f \sin q \cos y & \sin f \sin y - \cos f \sin q \cos y \\ \cos q \sin y & \cos f \cos y - \sin f \sin q \sin y & -\sin f \cos y - \cos f \sin q \sin y \\ \sin q & \sin f \cos q & \cos f \cos q \end{bmatrix} \tag{25}$$



Obr. 35 Simulační model pro ověření přímé kinematiky FIS

Konkrétní hodnoty souřadnic jsou voleny jako kompromis mezi přesností aproximace modelu inverzní kinematiky a délkou výpočtu trénování pomocí funkce *anfis*. Na výpočetním PC (CPU Intel i7-2600K 3,4GHz, 16GB RAM 1600MHz) trval výpočet jedné souřadnice cca 8 hodin. Prostředí MATLAB umožňuje výpočet paralelizovat (rozloženo na 4 fyzická jádra procesoru), a tak ušetřit celkový výpočetní čas.

Tab. 6 Rozsahy jednotlivých souřadnic

Souřadnice	Hodnoty
x [m]	-0,02; -0,015; -0,01; -0,005; 0; 0,005; 0,01; 0,015; 0,02
y [m]	-0,02; -0,015; -0,01; -0,005; 0; 0,005; 0,01; 0,015; 0,02
z [m]	-0,02; -0,015; -0,01; -0,005; 0; 0,005; 0,01; 0,015; 0,02
ϕ [rad]	-0,3; -0,2; -0,1; 0; 0,1; 0,2; 0,3
θ [rad]	-0,3; -0,2; -0,1; 0; 0,1; 0,2; 0,3
Ψ [rad]	-0,3; -0,2; -0,1; 0; 0,1; 0,2; 0,3

Po sestavení souboru trénovacích dat byly pro každou kombinaci souřadnic vypočítány příslušné délky ramen mechanismu pomocí modelu inverzní kinematiky. Takto vzniklý soubor dat byl použit pro trénování inferenčního systému pomocí funkce *anfis*. Jako vstup byla zvolena šestice délek ramen manipulátoru. Jako výstupy postupně jednotlivé souřadnice polohy nebo natočení platformy mechanismu. Výsledkem trénování je šest nezávislých inferenčních systémů pro jednotlivé souřadnice mechanismu.

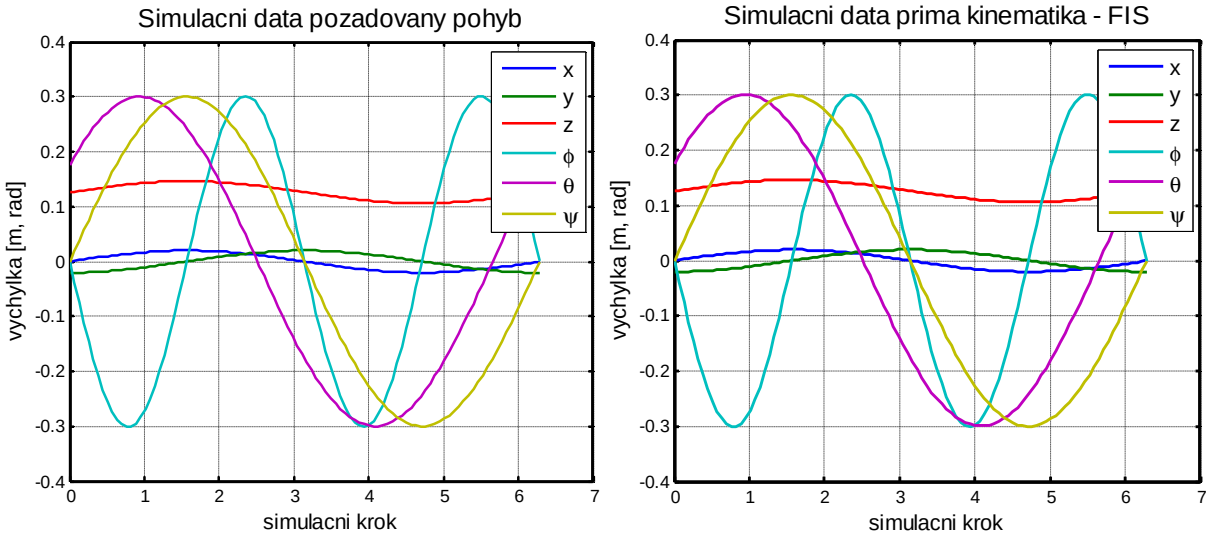
Proces optimalizace parametrů inferenčních systémů spočíval ve vhodné volbě typů a počtů funkcí příslušnosti vstupních veličin. Dále lze volit rozšiřující parametry funkce *anfis* související s konkrétním nasazením při trénování inferenčního systému. Postupně byly

prováděny experimenty se dvěma a třemi funkcemi příslušnosti pro každý vstup. Pro tři funkce příslušnosti je proces trénování značně výpočetně náročný (pro 91125 kombinací vstupních dat trvá déle než 14 dní!). Z tohoto důvodu je v současnosti rozpracována varianta se dvěma funkcemi. Byl hledán vhodný typ funkce příslušnosti tak, aby bylo dosaženo nejlepší shody s trénovacími daty. Přehled parametrů vytvořených inferenčních mechanismů dokumentuje Tab. 7.

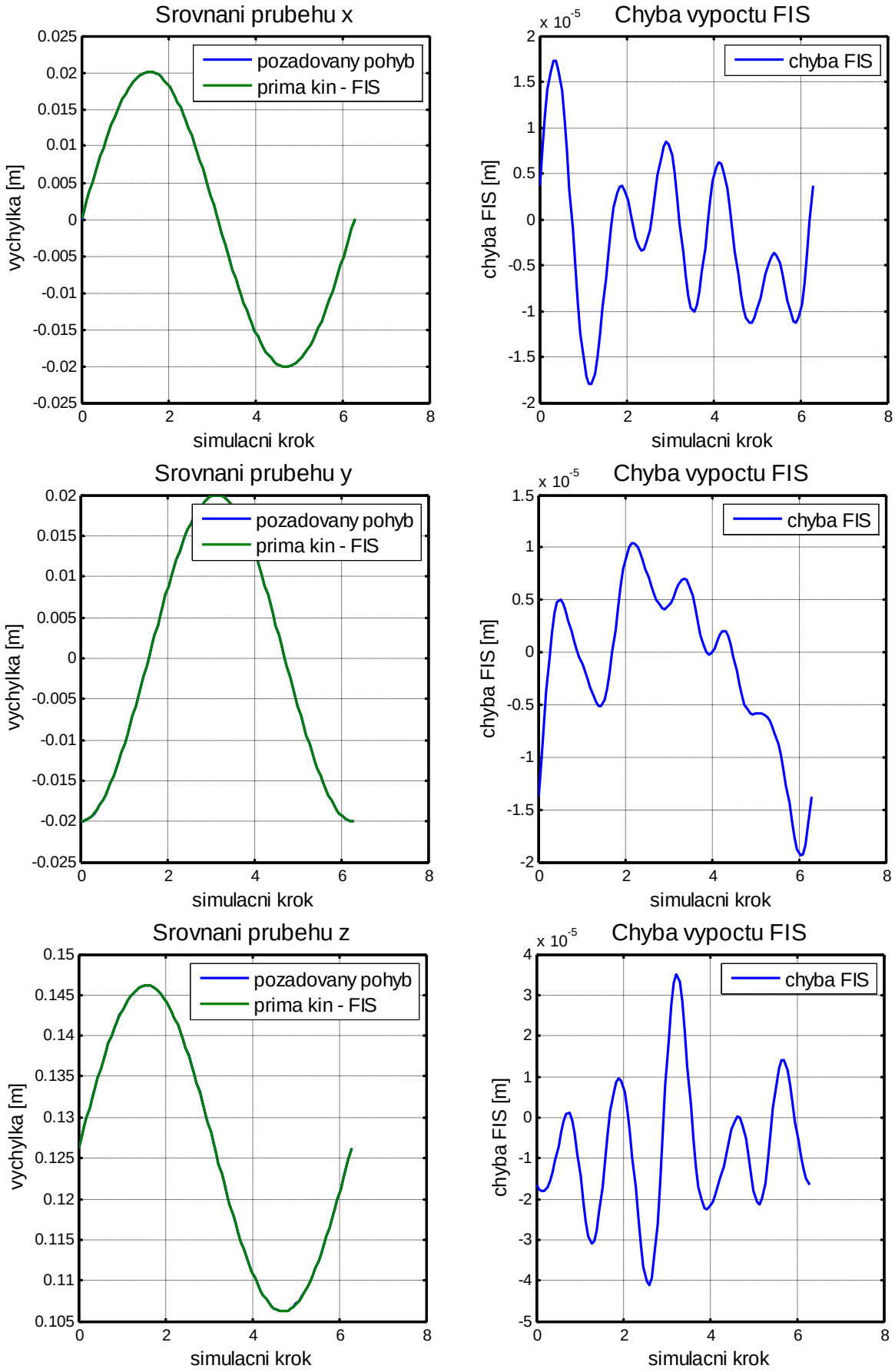
Tab. 7 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro přímou úlohu kinematiky

Parametry	Inferenční mechanismy				
InMFTypes:	trimf	trapmf	gbellmf	pimf	psigmf
Number of nodes:	161	161	161	161	161
Number of linear parameters:	448	448	448	448	448
Number of nonlinear parameters:	36	48	36	48	48
Number of training data pairs:	250047	250047	250047	250047	250047
Number of fuzzy rules:	64	64	64	64	64
Inputs/Outputs:	[6 1]	[6 1]	[6 1]	[6 1]	[6 1]
NumInputMFs:	[2 2 2 2 2 2]	[2 2 2 2 2 2]	[2 2 2 2 2 2]	[2 2 2 2 2 2]	[2 2 2 2 2 2]
Error:	2.28102e-5	2.49147e-4	1.43851e-4	4.34477e-4	4.36479e-4

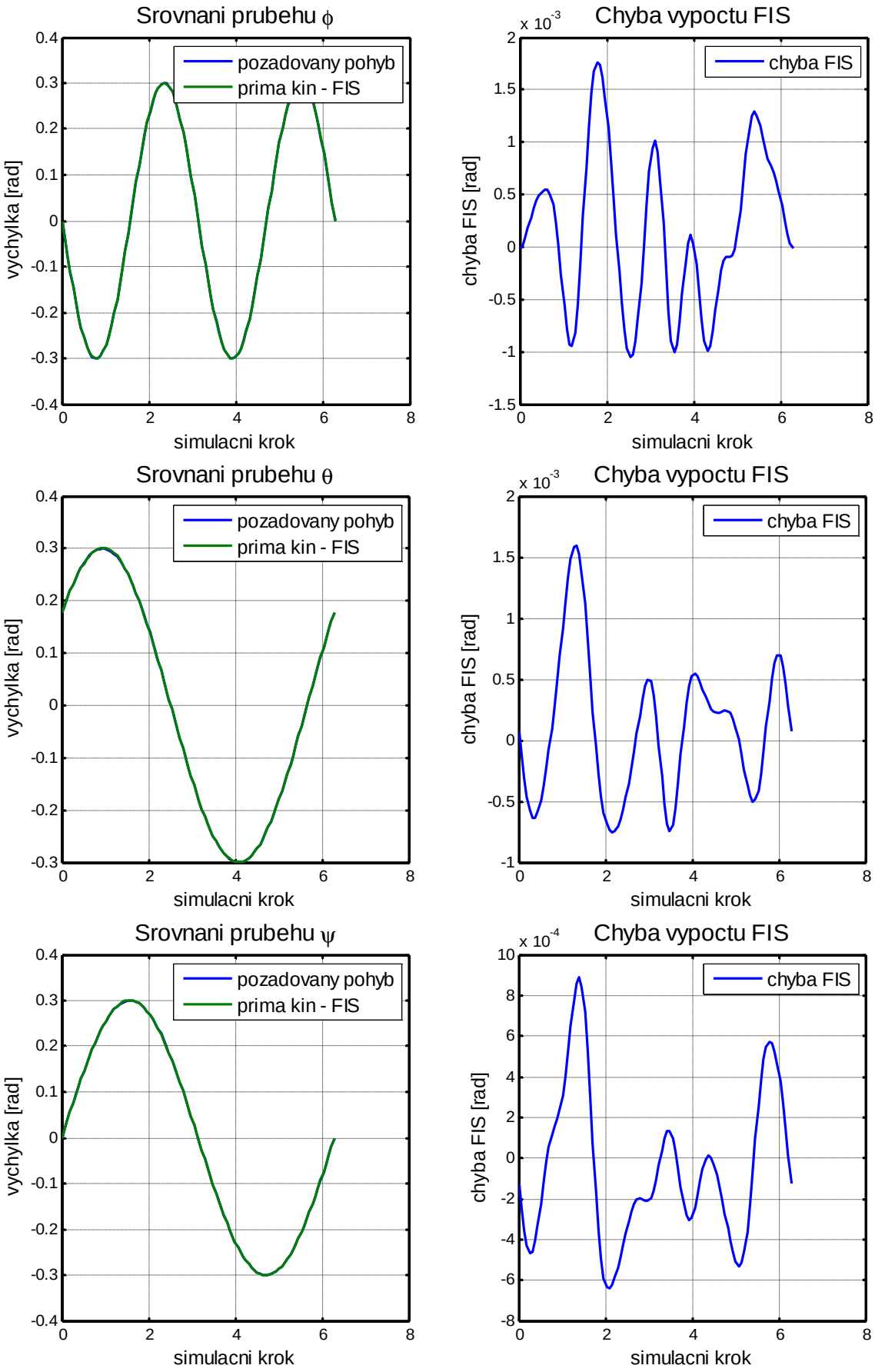
Nejlepší požadované shody dosahuje inferenční mechanismus, který používá funkce příslušnosti typu *trimf* (tvar trojúhelníku). Na Obr. 36 jsou znázorněny výsledky simulace, kde bylo provedeno srovnání průběhů jednotlivých souřadnic polohy a natočení platformy z předepsaného pohybu mechanismu s vypočítanými pomocí fuzzy inferenčních mechanismů. Obr. 37, 38 zobrazují detailní rozdělení výsledků simulace do jednotlivých složek polohy a natočení. Příklad tvarů funkcí příslušnosti vstupních veličin pro výpočet souřadnice polohy *x* je patrný z Obr. 39.



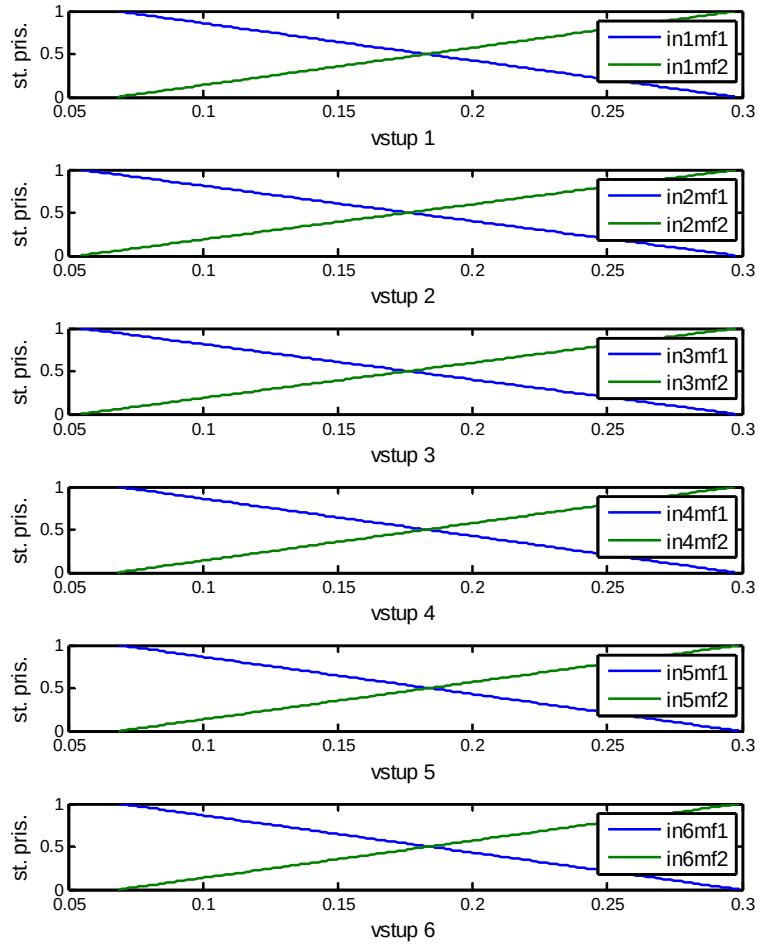
Obr. 36 Srovnání požadovaných poloh a natočení s počítanými pomocí FIS



Obr. 37 Detail srovnání požadovaných poloh s počítanými pomocí FIS



Obr. 38 Detail srovnání požadovaných natočení s počítanými pomocí FIS



Obr. 39 Přehled vstupních funkcí příslušnosti pro výpočet souřadnice x

Výsledky simulací ověřily použitelnost fuzzy inferenčního mechanismu typu Takagi-Sugeno pro výpočet přímé kinematické úlohy řešeného mechanismu. Plánovaný rozsah pracovního prostoru, pro který bude trénován inferenční mechanismus, bude přizpůsoben po mechanickém dokončení stroje (dodělání absolutního měření délek ramen). Alternativně by šlo využít propojení více řešení inferenčních mechanismů v různých pracovních bodech. V tomto kroku bude dále posouzena možnost rozšířit existující inferenční schéma na tři vstupní funkce příslušnosti pro každou vstupní proměnnou. Poté bude řešení přímé úlohy kinematiky integrováno do řídicího systému stroje. Bude použito zejména k získání referenční polohy při začátcích pohybů, ale také ke kontrole vlastního pohybu mechanismu.

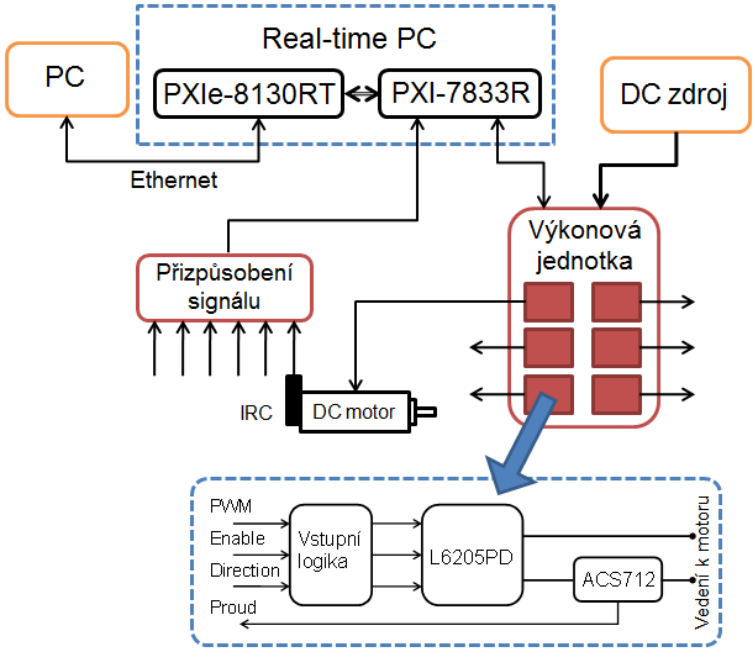
5. Návrh a realizace obslužné elektroniky

Dalším krokem v řešení této práce bylo zpracování návrhu, sestavení a otestování obslužné elektroniky [99]. Obslužná elektronika se skládá z výkonové části, která přímo ovládá jednotlivé motory umístěné na ramenech, podpůrných obvodů a řídicí jednotky. Mezi podpůrné obvody lze zahrnout blok obvodů pro úpravu signálů z inkrementálních snímačů natočení, či obvody pro měření proudů tekoucích motory. Jako řídicí jednotka je označeno real-time PC od firmy National Instruments (NI). Je tvořeno těmito komponentami:

- PXIe-8130RT – real-time embedded controller s dvoujádrovým procesorem a 2GB paměti.
- PXIe-1062Q – skříň s 8 pozicemi pro zásuvné karty.
- PXIe-6259 – multifunkční DAQ karta.
- PXI-7833R – IO karta s FPGA čipem.

5.1 Popis zapojení obslužné elektroniky a řídicího systému

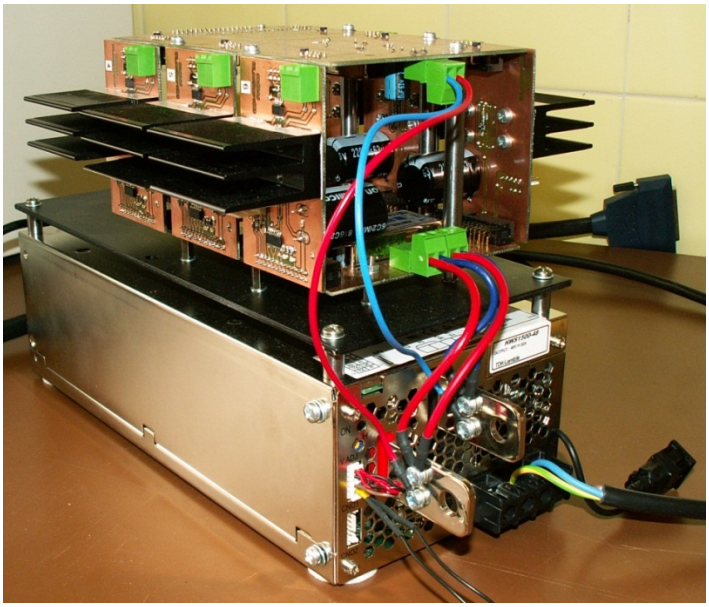
V souvislosti s výpočetní náročnosti a požadovanou modularitou celého systému byla vybrána hierarchická architektura řídicího systému. Na nejvyšší vrstvě se nachází PC komunikující s real-time PC NI PXIe-8130RT osazeného multifunkční kartou NI PXI-7833R s obvodem programovatelných hradlových polí (FPGA). K multifunkční kartě jsou připojeny výkonové a podpůrné obvody. Vysoký výpočetní výkon řídicí jednotky NI PXIe-8130RT a multifunkční karty NI PXI-7833R předurčuje tuto vrstvu k implementaci řídicích algoritmů. Hlavní výhodou rozdělení řídicího systému mezi PC a real-time PC je oddělení řídicích algoritmů od uživatelského rozhraní, které by snížilo výpočetní výkon řídicí jednotky. Komunikace mezi řídicí jednotkou a PC je realizována pomocí ethernetu prostřednictvím tzv. sdílených proměnných. Blokové schéma zapojení řídicího systému je znázorněno na Obr. 40.



Obr. 40 Blokové schéma zapojení obslužné elektroniky s první verzí zásuvného modulu

5.2 Zásuvné výkonové moduly

Jako výkonový zesilovač výstupních signálů z multifunkční karty je použita šestice zásuvných modulů osazených ve výkonové jednotce (Obr. 41). První vývojová verze zásuvných modulů je osazena výkonovými obvody ST L6205PD. Jedná se o speciální integrované obvody pro řízení DC motorů. Mezi základní charakteristiky obvodu patří rozsah napájecího napětí od 8 do 52V a výstupní proud 5,6A. V závislosti na hodnotách vstupních signálů (PWM, Enable a Direction) umožňuje čtyřkvadrantové řízení motoru pomocí pulzní šířkové modulace o frekvenci 20 KHz. Na výstupu každého výkonového obvodu je připojen obvod ACS712 od fy Allegro. Jedná se o lineární napěťový senzor založený na Hallově jevu. Pomocí tohoto obvodu je měřen proud protékající motorem. Napěťový signál Proud je přiveden na analogový vstup multifunkční karty PXI-7833R, kde je zpracován. Schéma zapojení zásuvných modulů i výkonové jednotky je obsaženo v příloze této práce.



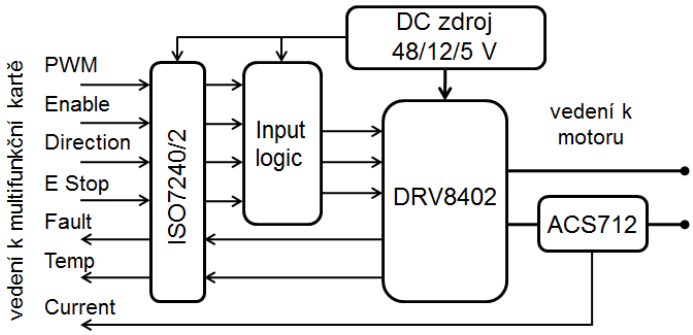
Obr. 41 Detail výkonové jednotky

Pro napájení výkonových a podpůrných obvodů je použit spínaný zdroj TDK-Lambda HWS1500-48 s jmenovitým napětím 48V a proudovou zatížitelností 32A (Obr. 41).

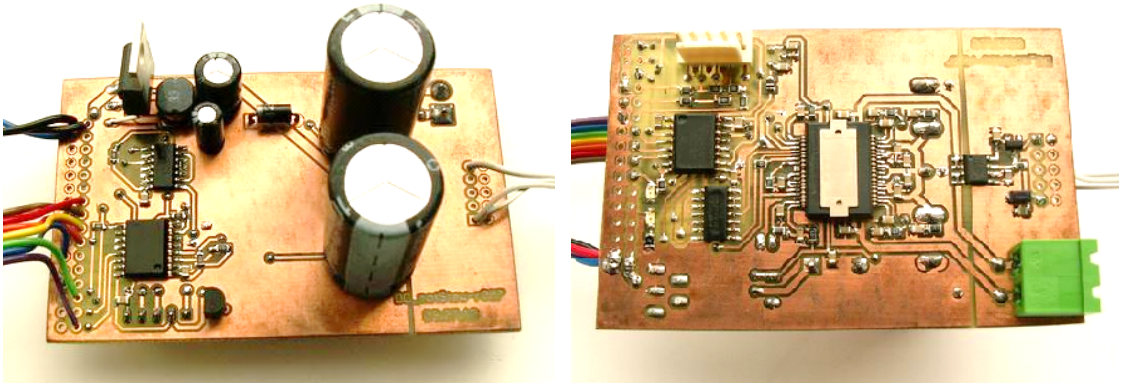
Šestice ramen Stewartovy platformy je osazena DC motory MAXON RE35 opatřenými inkrementálními snímači natočení HEDM-5500 s rozlišením 1000 dílků na otáčku. Signály z inkrementálních snímačů jsou vedeny přes obvody pro přizpůsobení do multifunkční karty, kde je vyhodnocována poloha hřídelů motorů. Měření polohy jednotlivých hřídelů uzavírá zpětnou vazbu při řízení DC motorů. Pro navržená obvodová řešení byla provedena mechanická i elektrotechnická konstrukce včetně desek plošných spojů.

V dalším vývojovém cyklu byla zpracována vylepšená verze zásuvného modulu [100], [101]. Jejím hlavním prvkem se stal výkonový obvod TI DRV8402 určený pro řízení elektrických motorů. Je provozován v zapojení dvojitého plného mostu s maximální proudovou zatížitelností 10A (špičkově 24A) při napájecím napětí 52V. Další předností tohoto obvodu je správa poruchových stavů a ochran proti přetížení (výstupy *Fault* a *Temp*). Pomocí vstupních signálů (*PWM*, *Enable*, *Direction* a *E Stop*) je možno řídit připojený DC

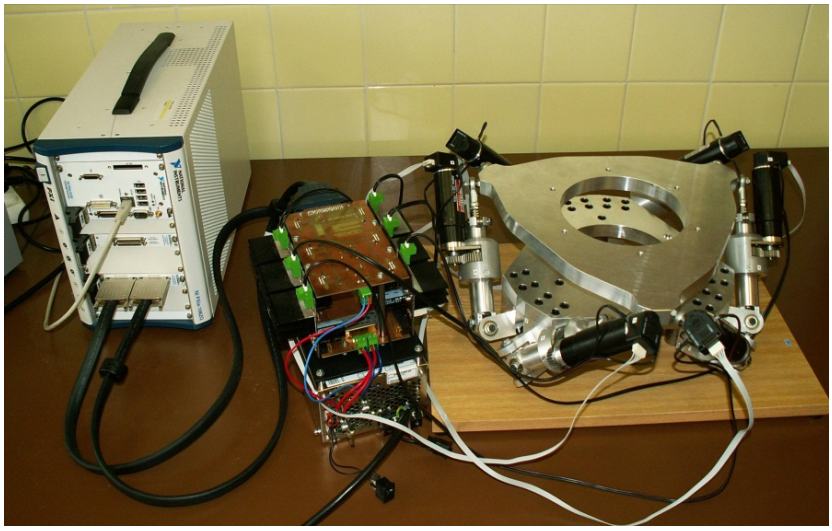
motor pulzní šířkovou modulací s frekvencí 20 kHz. Vstup *E Stop* slouží k neprodlenému zastavení motoru. V budoucnu bude sloužit pro připojení hardwarové ochrany používající výstupy *Fault* a *Temp* z ostatních zásuvných modulů. Na výkonovém výstupu obvodu TI DRV8402 je opět připojen obvod ACS712 pro měření proudu motorem. Obvodové řešení výkonové elektroniky je od obvodů multifunkční karty odděleno pomocí obvodů ISO7240 a ISO7242. Jedná se o digitální čtyřkanálové oddělovací obvody s křemíkovou oddělovací bariérou. Použití těchto obvodů chrání IO linky multifunkční karty PXI-7833R proti případnému poškození. Blokový diagram zapojení druhé verze zásuvných modulů je na Obr. 42, detail DPS na Obr. 43. Celkový pohled na konkrétní realizaci obslužné elektroniky je na Obr. 44.



Obr. 42 Blokové schéma zapojení druhé verze zásuvného modulu



Obr. 43 Detail druhé verze zásuvného modulu



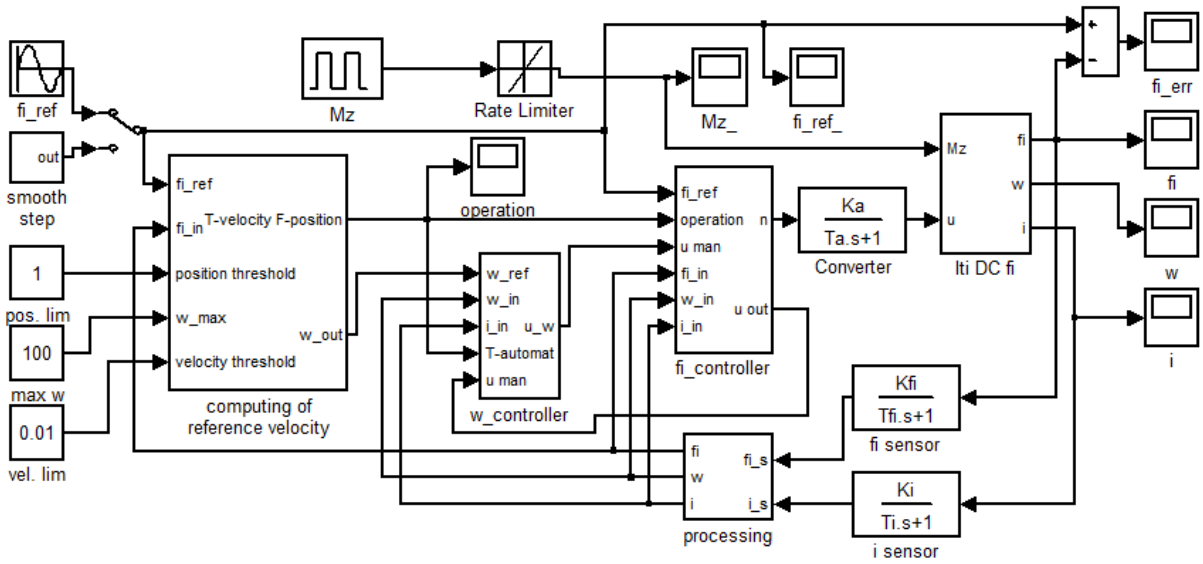
Obr. 44 Konstrukce obslužné elektroniky

6. Návrh a implementace kinematického řízení

Návrh kinematického řízení mechanismu vychází z kinematického řízení jednoho ramene mechanismu [3]. Řízení lineárních pohonů testovacího zařízení probíhá na nižší vrstvě řídicího systému. Vyšší vrstva řídicího systému obstarává synchronizaci jednotlivých pohonů dle kinematického modelu mechanismu. Pro řízení lineárních pohonů bylo původně implementováno polohové řízení popsané v [102], [103] se staticky modelovaným mechanismem nohy (pouze převodovým poměrem rotor/kuličkový šroub). Jednalo se o stavové řízení DC motorů, regulátor byl nastaven pomocí metody umístění pólů. Pro zajištění složitějších úloh řízení mechanismu je nezbytné rozšířit zmíněný regulátor o doplňující moduly tak, aby bylo možné realizovat obecnou trajektorii vyplývající z nadřazeného kinematického modelu. Takovýto regulátor bude sloužit jako referenční pro následující regulátory s fuzzy logikou. Alternativními přístupy návrhu řízení DC motorů jsou popsány např. v [104], [105].

6.1 Návrh stavového regulátoru pro řízení jednoho ramene mechanismu

Pro ověření návrhu rozšířeného regulátoru byl sestaven simulační model řízení DC motoru v prostředí MATLAB/Simulink (Obr. 45) [106], [107]. Hlavními částmi simulačního modelu jsou blok představující DC motor (*lti DC fi*), blok polohového regulátoru (*fi_controller*) a blok rychlostního regulátoru (*w_controller*). Simulační schéma je dále doplněno o bloky senzorů (*fi sensor*, *i sensor*), blok výkonové elektroniky (*Converter*), blok zpracování signálů ze snímačů (*processing*) a blok výpočtu referenční rychlosti (*computing of reference velocity*). Vlastní řízení je pak založeno na přepínání mezi polohovým a rychlostním regulátorem podle změny požadované polohy.



Obr. 45 Schéma simulačního modelu

Pro výpočet parametrů polohového a rychlostního regulátoru byl použit zjednodušený lineární stavový model se vstupem poruchy (26).

$$\begin{aligned} \mathbf{x}' &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{z} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned} \tag{26}$$

Matice **A**, **B**, **C**, **D**, **E** postupně představují matici systému, matici buzení, výstupní matici, přenosovou matici a matici poruchy. Výchozím modelem pro návrh byl obvyklý model DC motoru (27) odvozený z rovnic (28 - 31).

$$\begin{bmatrix} j' \\ w' \\ i' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -k_f/J & k_m/J \\ 0 & -k_b/L & -R/L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} j \\ w \\ i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/L \end{bmatrix} [u] + \begin{bmatrix} 0 \\ 1/J \\ 0 \end{bmatrix} [M_Z]$$
$$\begin{bmatrix} j \\ w \\ i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} j \\ w \\ i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [u] \tag{27}$$

Stejnosměrný motor buzený permanentními magnety ve statoru je elektrický stroj s konstantním magnetickým tokem. Moment motoru je závislý pouze na proudu kotvy. Při otáčení úhlovou rychlostí *w* se ve vinutí kotvy indukuje napětí

$$u_i = k_b w. \tag{28}$$

Působením proudu *i* se vytváří moment *m*

$$m = k_m i. \tag{29}$$

Pro elektrickou rovnováhu v obvodu kotvy platí

$$u = Ri + L\frac{di}{dt} + k_b w \tag{30}$$

Pro mechanickou rovnováhu momentů na hřídeli platí

$$k_m i = J\frac{dw}{dt} + k_f w - Mz$$
$$k_b \; \mathbf{B} k_m \tag{31}$$

Kde k_f *(koeficient viskózního tření),* k_m *(momentová konstanta),* k_b *(napěťová konstanta),* *R*, *L*, *J* představují parametry motoru. Stavový vektor **x** obsahuje natočení hřídele motoru φ, úhlovou rychlost ω a proud protékající motorem *i*. Vektor vstupů **u** obsahuje napájecí napětí motoru *u*. Vektor výstupu modelu odpovídá vektoru stavů. Do modelu je dále zavedena porucha, která odpovídá zátěžnému momentu M_Z.

Pomineme-li při návrhu řízení zátěžný moment M_Z, vede realizace struktury stavového regulátoru s integrátorem na vstupu na zákon řízení ve tvaru:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{R}\mathbf{x} + \mathbf{r}_i \mathbf{v}$$
$$\mathbf{v}' = \mathbf{w} - \mathbf{y} \tag{32}$$

Vektor **R** je vektor zisků veličin stavového vektoru modelu soustavy, $\mathbf{r}_i$ zisk integrátoru a **w** referenční signál. Uvedený zákon řízení modifikuje stavový model soustavy na model se stavovou rovnicí ve tvaru:

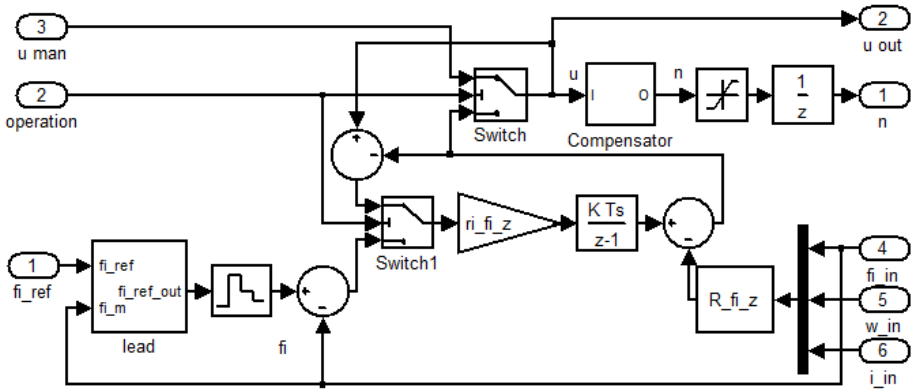
$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}' \\ v' \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C} & 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ -\mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{R} & -\mathbf{r}_i \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 1 \end{bmatrix} [\mathbf{w}] \tag{33}$$

Zisky regulátoru **R** i integrátoru $\mathbf{r}_i$ jsou nastaveny tak, aby matice systému modelu soustavy s integrátorem

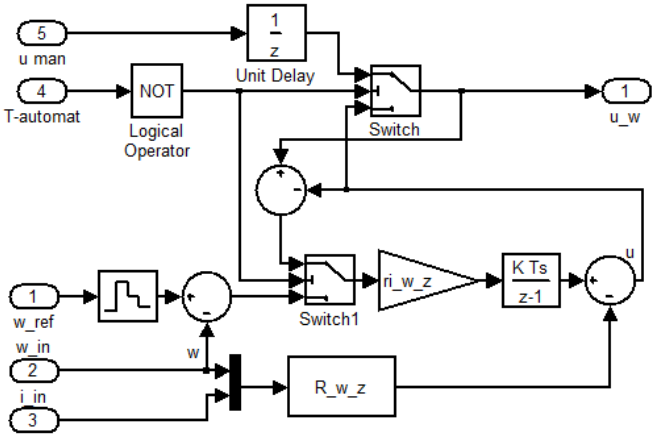
$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C} & 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ -\mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{R} & -\mathbf{r}_i \end{bmatrix} \tag{34}$$

měla předepsaná vlastní čísla p_1, p_2, p_3 (a p_4), zajišťující stabilitu soustavy při dostatečné rychlosti, povoleném rozsahu veličin a výkonovém omezení.

Pro vlastní výpočet zisků regulátorů a pro návrh jeho diskrétní verze byly použity funkce prostředí MATLAB (*c2d* a *place*). Po posouzení vlivu senzorů na chování řízené soustavy byl senzor polohy i senzor proudu modelován jako články 1. řádu. Dále je možné tento regulátor rozšířit o pozorovatele stavů modelu dle [108]. Detail vnitřní struktury polohového regulátoru znázorňuje schéma (Obr. 46). Ve schématu je patrné zapojení bloků obsahujících zisky **R** a $\mathbf{r}_i$ (zisky jsou přepočítány pro diskrétní verzi regulátoru – *R_fi_z*, *ri_fi_z*) i mechanismus přepínání na rychlostní regulátor. Obr 47. znázorňuje vnitřní strukturu rychlostního regulátoru s mechanismem přepínání.

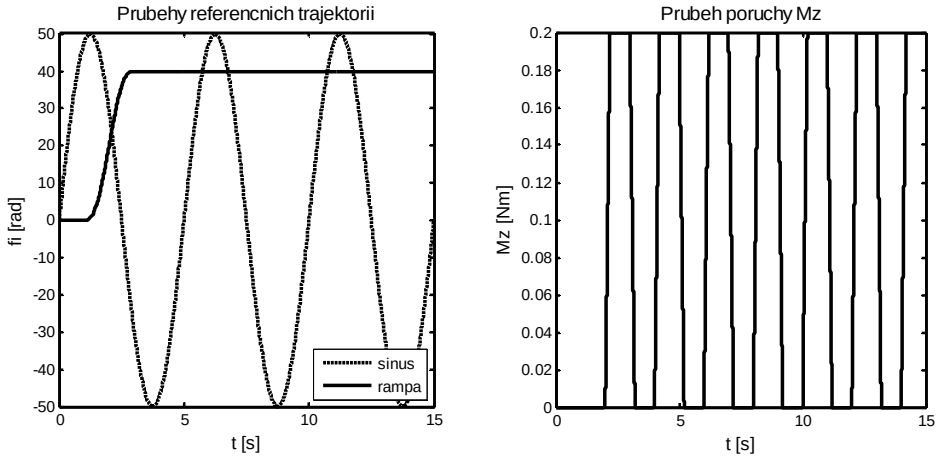


Obr. 46 Vnitřní struktura polohového regulátoru

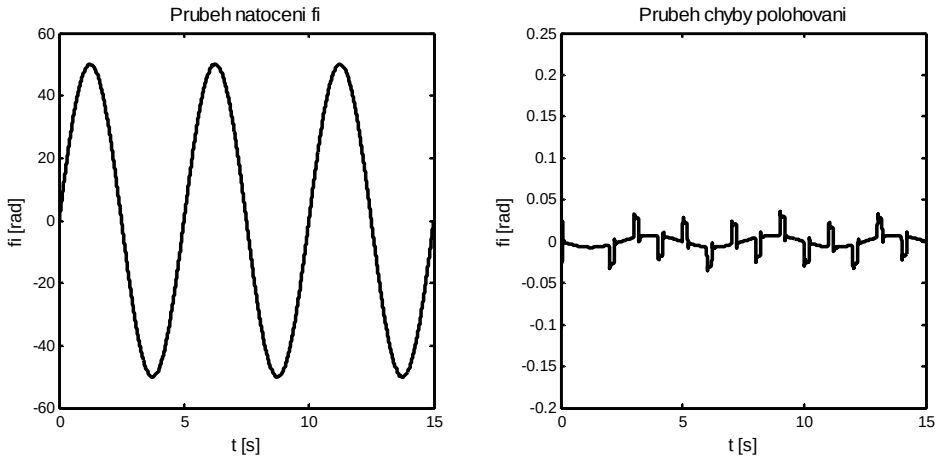


Obr. 47 Vnitřní struktura rychlostního regulátoru

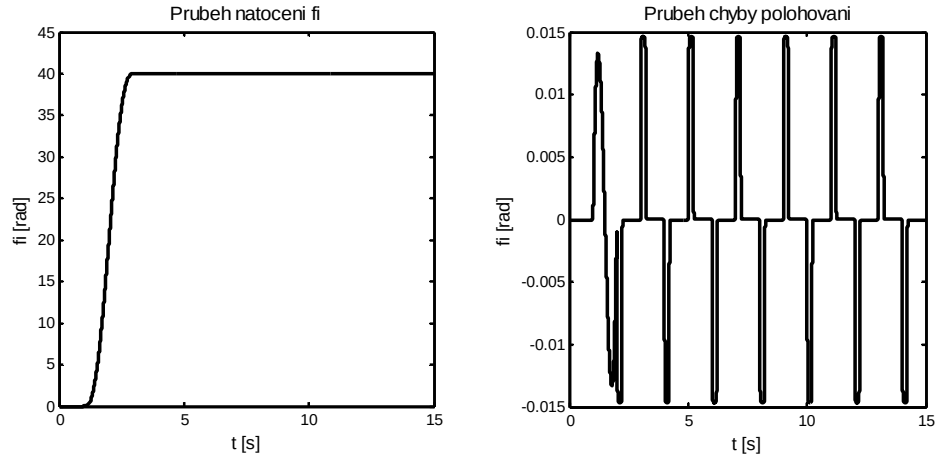
Průběh dvou standardních typů referenční trajektorie a průběh poruchy od zátěžného momentu je patrný z Obr 48. Výsledky simulačních experimentů jsou uvedeny na Obr. 49 a Obr. 50, které představují odezvy natočení hřídele motoru na rampu poruchy (zvolená trajektorie je postupně *sinus*, pak *rampa*).



Obr. 48 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v modelu s DC motorem



Obr. 49 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v modelu s DC motorem

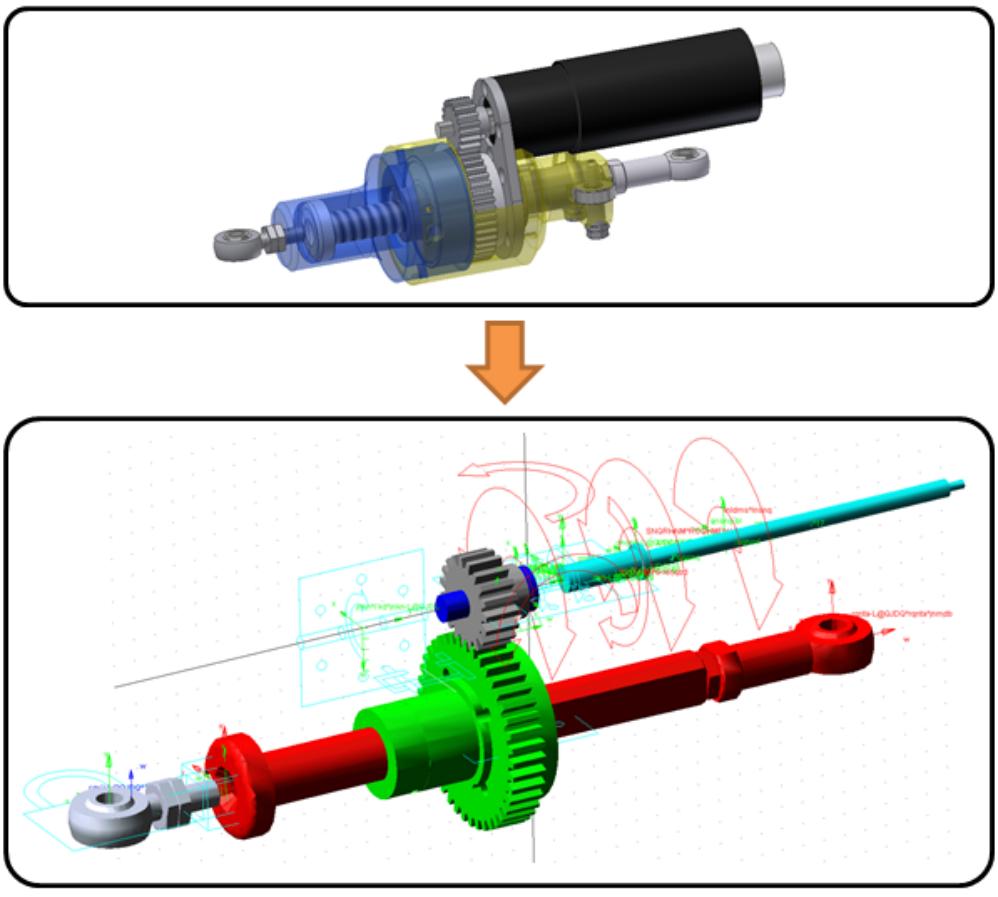


Obr. 50 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v modelu s DC motorem

6.2 Ověření návrhu stavového řízení – kosimulace Simulink / MSC ADAMS

V návaznosti na vytvořený rozšířený stavový regulátor jsem sestavil simulační model lineárního aktuátoru (jedno rameno mechanismu) v prostředí MSC ADAMS (Obr. 51). Tento model lze pomocí kosimulace propojit s prostředím MATLAB/Simulink což umožňuje testování řídicích algoritmů v rámci komplexního mechatronického modelu.

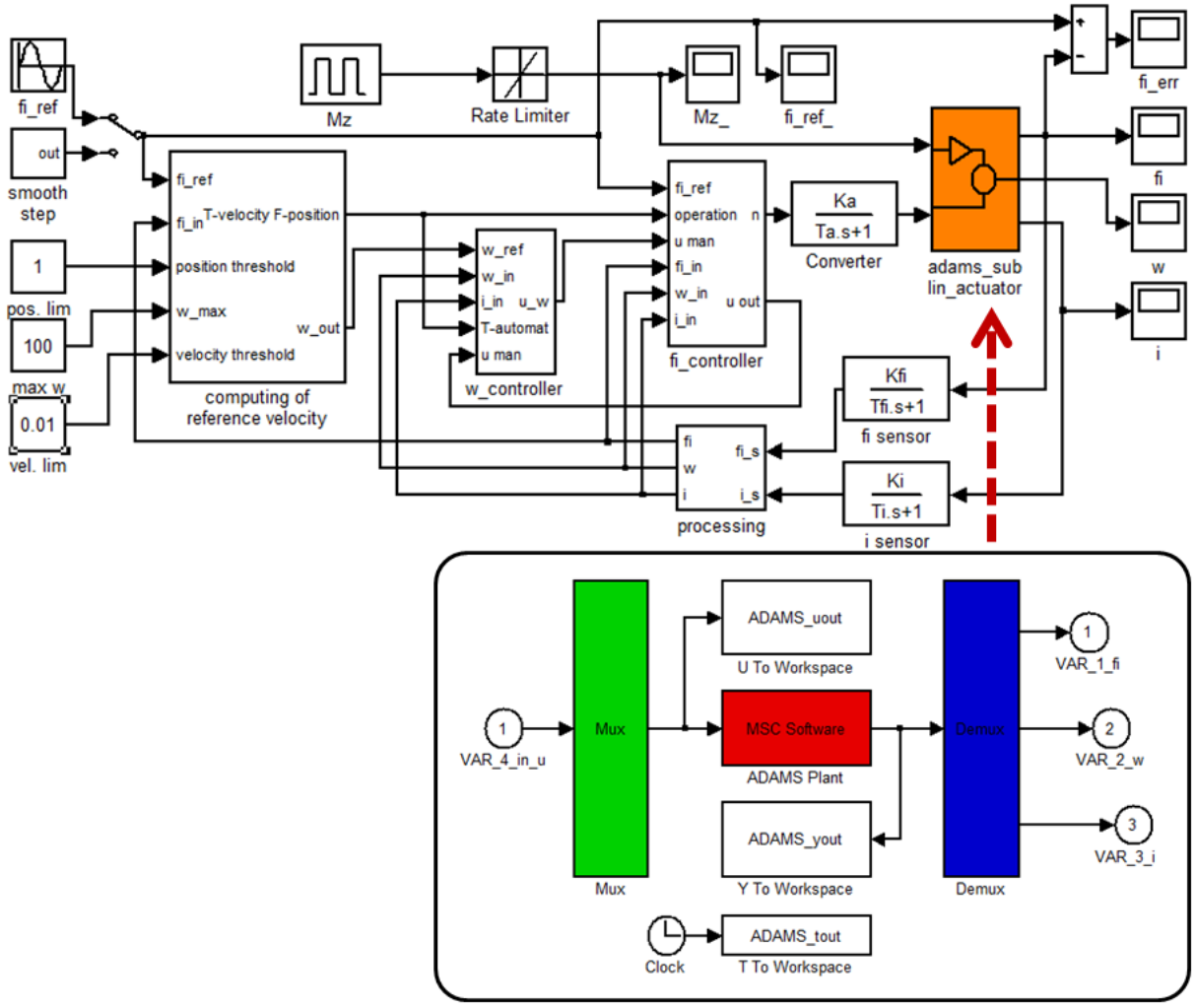
Model v MSC ADAMS vychází z konstrukčního modelu v prostředí Inventor, odkud byly importovány jednotlivé funkční skupiny. Momenty setrvačnosti a hmotnosti jednotlivých skupin (dílu) lze stanovit přímo v prostředí Inventor a následně je přiřadit příslušným členům v modelu v MSC ADAMS. V této fázi vytváření simulačního modelu jsou všechna tělesa modelovaná pomocí tuhých těles. Modelování nosných částí a krytů pohonu není z pohledu simulace chování jednoho ramene podstatné. Kdybychom chtěli tento simulační model upravit a integrovat do modelu celého mechanismu, musely by se tyto části později doplnit. Realizace vazeb pohyblivých součástí vůči nosným částem (tělo pohonu) je změněna na příslušné vazby vzhledem k souřadným osám nebo tělesu vázanému ke *ground*. Jednotlivé vazby jsou modelovány jako ideální (bez pasivních odporů). Simulační model mechanické části je dále rozšířený o elektrickou část modelu DC motoru ve smyslu vztahu (29). Toto rozšíření je realizováno implementací vnitřní funkce v MSC ADAMS. Planetová převodovka je zjednodušena realizací vazbou *coupler* (realizace převodu na základě převodového poměru). Pro potřeby návrhu řídicích algoritmů lze exportovat stavový popis vytvořeného modelu lineárního aktuátoru do prostředí MATLAB.



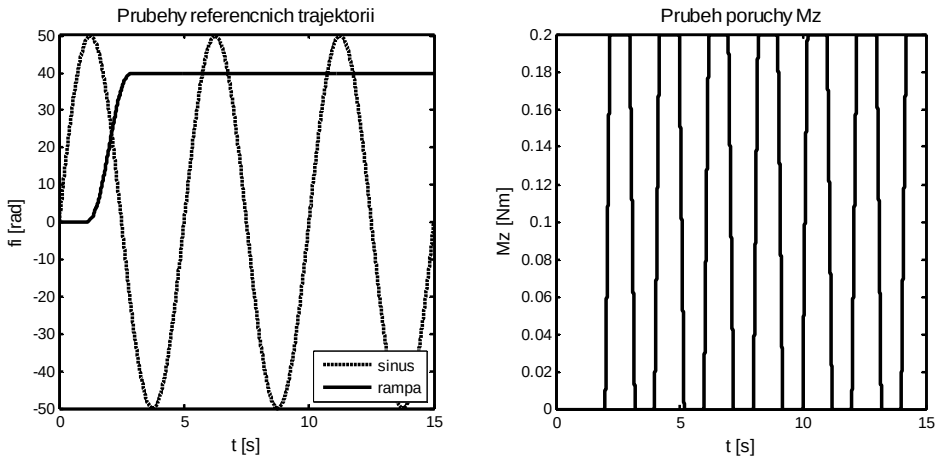
Obr. 51 Kosimulační model v MSC ADAMS

Ověření řízení s navrženým stavovým regulátorem je realizováno prostřednictvím propojení simulačního modelu řízení v MATLAB/Simulink s modelem lineárního aktuátoru v MSC ADAMS. Propojení je realizováno pomocí kosimulační techniky, která připojuje simulaci v Simulinku na řešič MSC ADAMS pomocí bloku *adams_sub* (Obr. 52). Tento blok se dá automaticky vygenerovat funkci *adams_sys* z vyexportovaného modelu lineárního

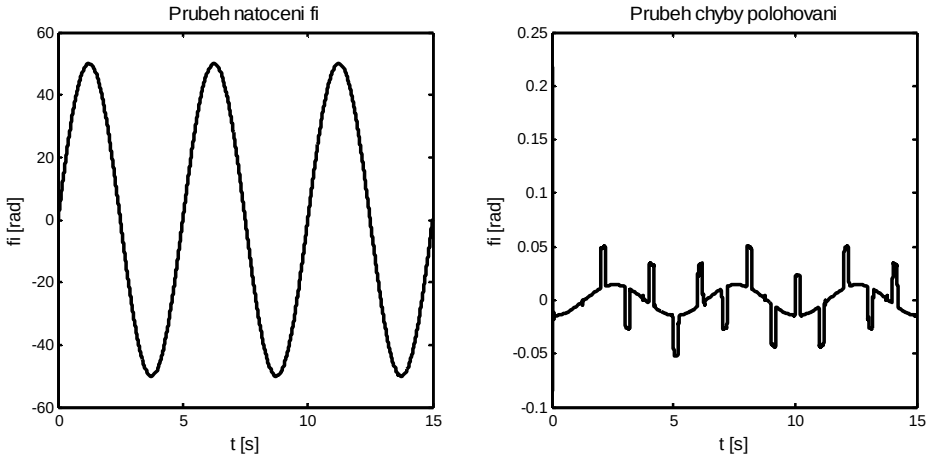
aktuátoru. Kosimulační model je testován stejným způsobem jako model s lineárním modelem DC motoru. Průběh dvou standardních typů referenční trajektorie a průběh poruchy od zátěžného momentu je patrný z Obr 53. Výsledky simulačních experimentů jsou uvedeny na Obr. 54 a Obr. 55, které představují odezvy natočení hřídele motoru na rampu poruchy (zvolená trajektorie je postupně *sinus*, pak *rampa*).



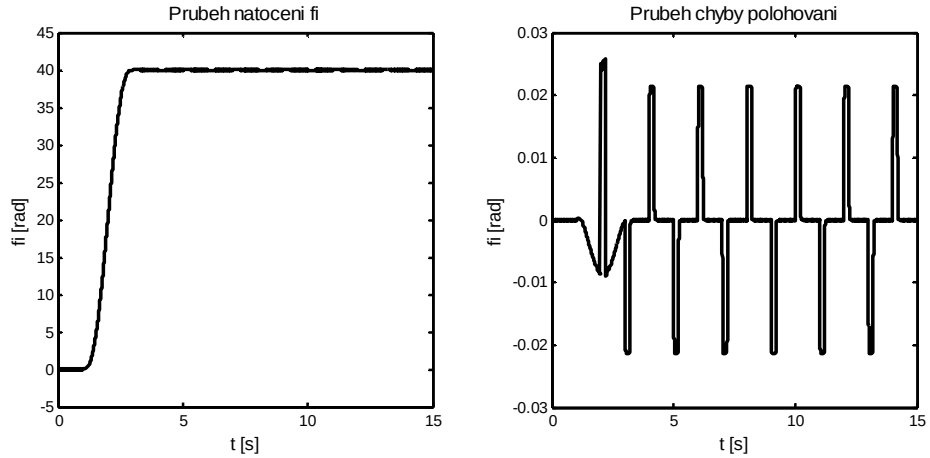
Obr. 52 Schéma kosimulačního modelu



Obr. 53 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v kosimulačním modelu



Obr. 54 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu

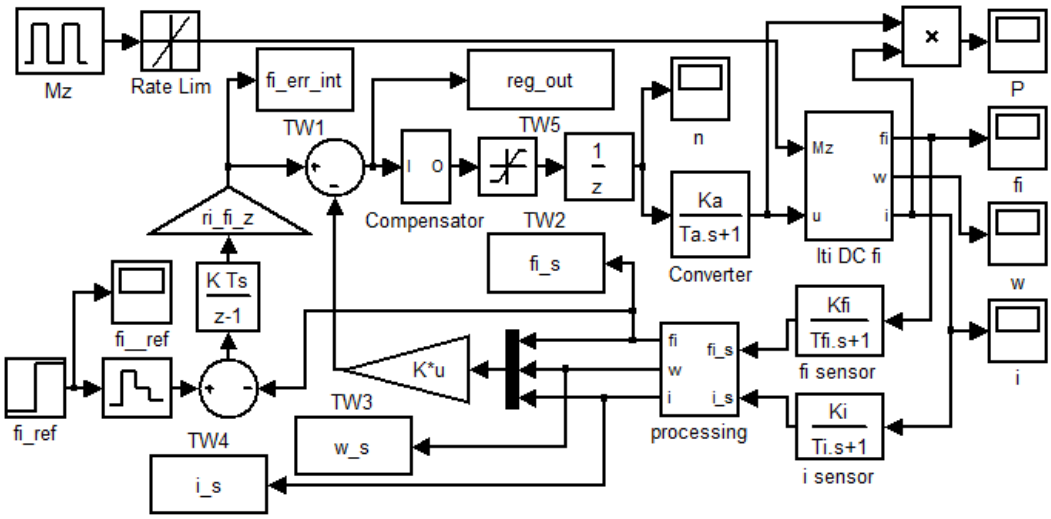


Obr. 55 Vliv poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu

Uvedené výsledky simulačního experimentu dokazují, že navržený algoritmus řízení s přepínáním diskrétních zpětnovazebních stavových regulátorů dosahuje dostatečné přesnosti a zaručuje požadované chování lineárního aktuátoru. Aktuátor je schopen realizovat požadovanou trajektorii z nadřazené vrstvy i při rychlých změnách mechanické zátěže.

6.3 Návrh fuzzy regulátoru

Návrh fuzzy řízení lineárního aktuátoru vychází z diskrétního polohového regulátoru s integrátorem na vstupu z předchozích kapitol [109]. Navržený fuzzy regulátor používá inferenční mechanismus typu Takagi-Sugeno naučený a optimalizovaný pomocí funkce *anfis* z vývojového prostředí MATLAB. Trénovací data pro optimalizaci funkcí *anfis* pochází z upraveného simulačního modelu polohového řízení s diskrétním stavovým regulátorem a integrátorem na vstupu (Obr. 56).



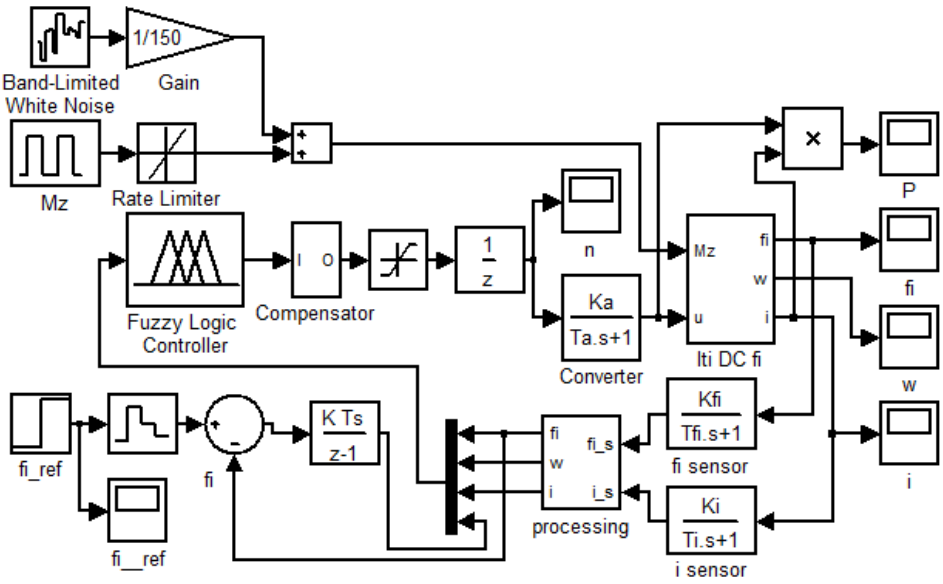
Obr. 56 Schéma simulačního modelu pro výpočet trénovacích dat fuzzy regulátoru

Algoritmus výpočtu akčního zásahu pomocí regulátoru lze rozdělit do dvou hlavních větví. V jedné větvi se počítá příspěvek od samotného stavového regulátoru, zatímco ve druhé se počítá příspěvek od integrace chyby polohy. Oba příspěvky se sečtou v součtovém členu, kde představují výsledný akční zásah. Hlavním cílem návrhu fuzzy regulátoru je nahradit stávající strukturu se stavovým regulátorem za fuzzy regulátor. Uvažovaný fuzzy regulátor je navržen se čtyřmi vstupními veličinami a jednou výstupní veličinou. Vstupní veličiny jsou natočení hřídele, úhlová rychlost, proud protékající motorem a integrace chyby polohy. Výstupní veličinou je akční zásah v podobě střídy řídicího signálu. Proces optimalizace parametrů inferenčního systémů fuzzy regulátoru spočíval ve vhodné volbě typů a počtů funkcí příslušnosti jednotlivých vstupních veličin. Nejlepších simulačních výsledků dosahovaly inferenční mechanismy s funkcemi příslušnosti typu Π. V prvním kroku byly prováděny experimenty se čtyřmi funkcemi příslušnosti pro každý vstup. Taková konstrukce vstupní části inferenčního systému vede na 256 pravidel, které je nutno vyhodnocovat. Smyslem dalších experimentů byla snaha o zjednodušení inferenčního mechanismu tak, aby byl snížen počet výpočetních operací při zachování dostatečné přesnosti aproximace trénovacích dat. Jako dostatečné se jeví použití dvou funkcí příslušnosti pro každou vstupní veličinu. Přehled parametrů porovnávaných inferenčních mechanismů je v Tab. 8.

Tab. 8 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro návrh fuzzy regulátoru

Parametry	Inferenční mechanismy		
InMFTypes:	pimf	pimf	pimf
Number of nodes:	551	193	55
Number of linear parameters:	1280	405	80
Number of nonlinear parameters:	64	48	32
Number of training data pairs:	160797	160797	160797
Number of fuzzy rules:	256	81	16
Inputs/Outputs:	[4 1]	[4 1]	[4 1]
NumInputMFs:	[4 4 4 4]	[3 3 3 3]	[2 2 2 2]
Error:	1.63417e-6	4.12633e-7	8.43941e-8

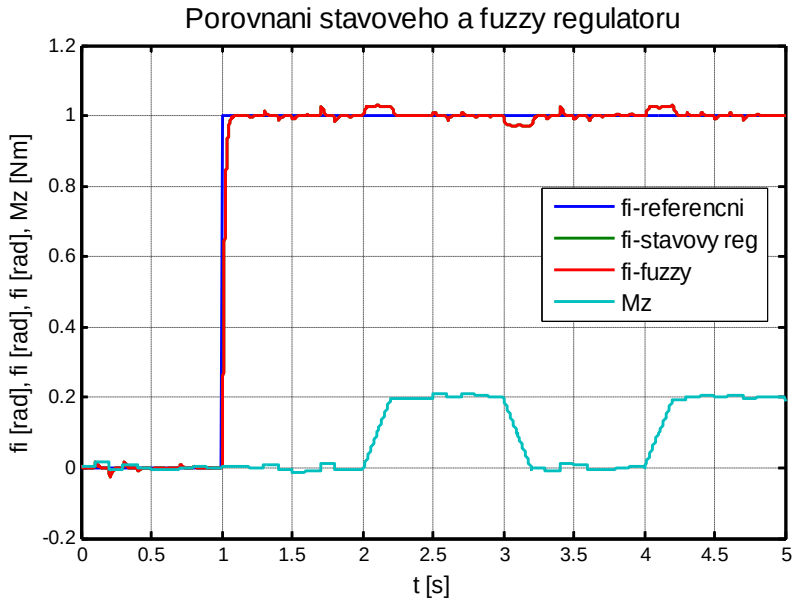
Chování navrženého fuzzy regulátoru bylo testováno v upraveném simulačním modelu, kde byl původně diskrétní regulátor nahrazen fuzzy regulátorem (Obr. 57).



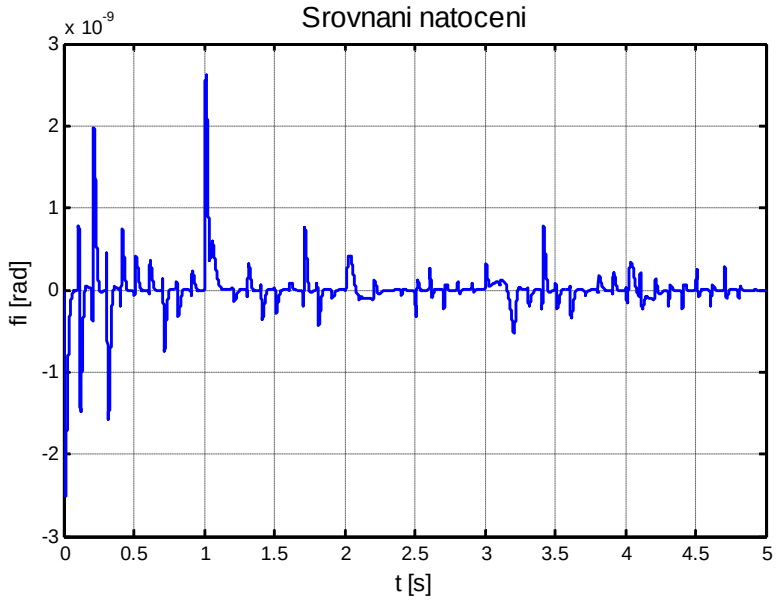
Obr. 57 Schéma simulačního modelu s fuzzy regulátorem

V grafu na Obr. 58 je zobrazeno simulační srovnání odezvy natočení diskrétního stavového regulátoru a fuzzy regulátoru v závislosti na měnícím se zátěžném momentu ***Mz***. Z průběhu grafu na Obr. 59 vyplývá podobné chování fuzzy regulátoru s diskrétním stavovým regulátorem. Na Obr. 60 je znázorněna chyba polohy fuzzy regulátoru.

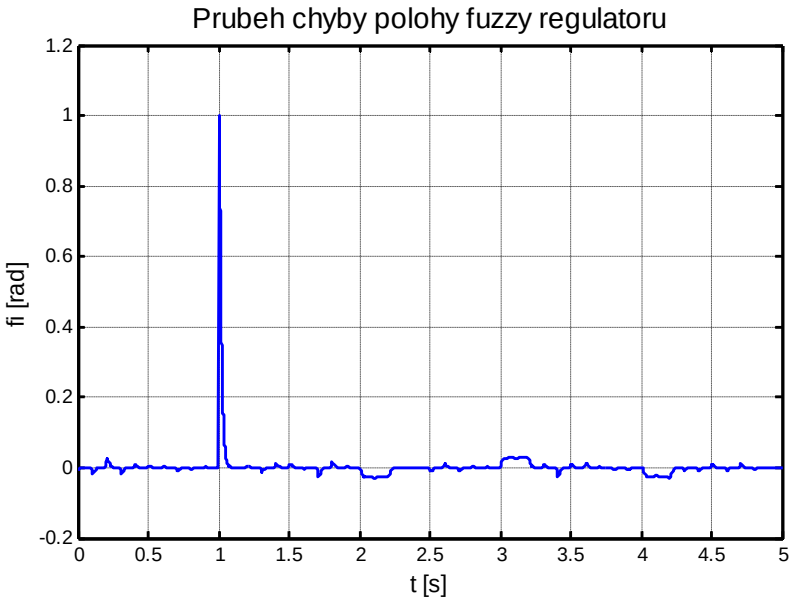
V tomto vývojovém kroku není možné jednoznačně rozhodnout, jestli použití fuzzy regulátoru přináší konkrétní přínosy. Tato situace je zapříčiněna použitím lineárního modelu DC motoru. Dalším postupem bude nasazení fuzzy regulátoru na řízení simulačního modelu lineárního aktuátoru v kosimulaci s MSC ADAMS.



Obr. 58 Vliv změny zátěžného momentu na skokovou odezvu polohy (natočení) stavového a fuzzy regulátoru



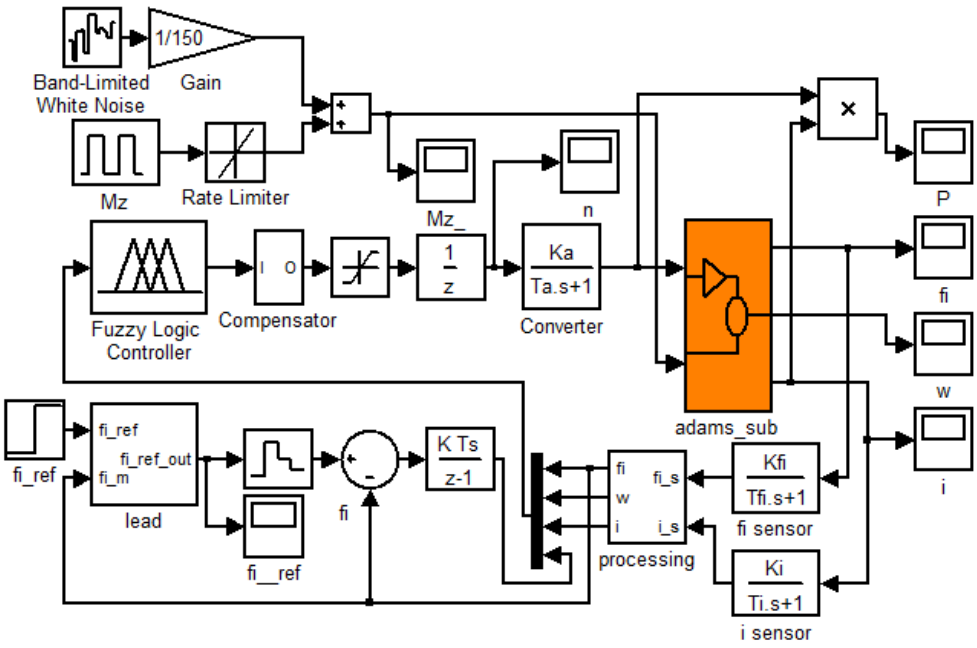
Obr. 59 Rozdíl průběhů stavového a fuzzy regulátoru v odezvě polohy (natočení)



Obr. 60 Průběh chyby polohy fuzzy regulátoru

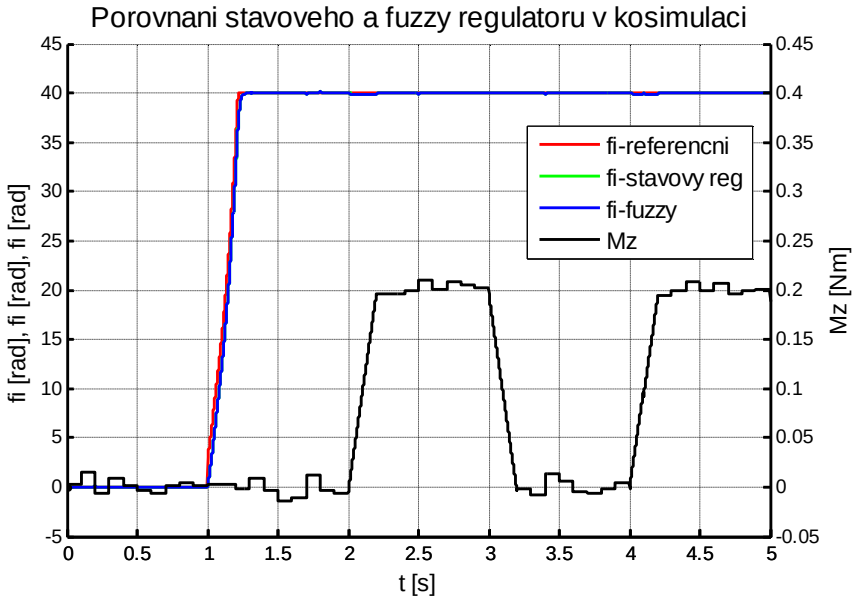
6.4 Ověření návrhu fuzzy řízení – kosimulace Simulink / MSC ADAMS

Dalším vývojovým krokem je propojení návrhu řízení s fuzzy regulátorem s modelem lineárního aktuátoru v prostředí MSC ADAMS. Samotné propojení je realizováno obdobným způsobem jako u diskrétního regulátoru náhradou modelu DC motoru za blok *adams_sub* v simulaci řízení v Simulinku (Obr. 61).

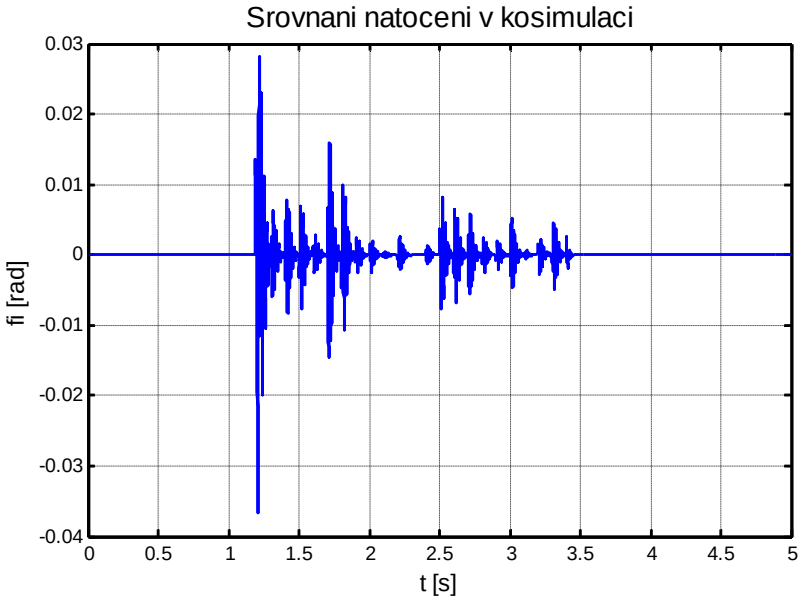


Obr. 61 Schéma kosimulačního modelu s fuzzy regulátorem

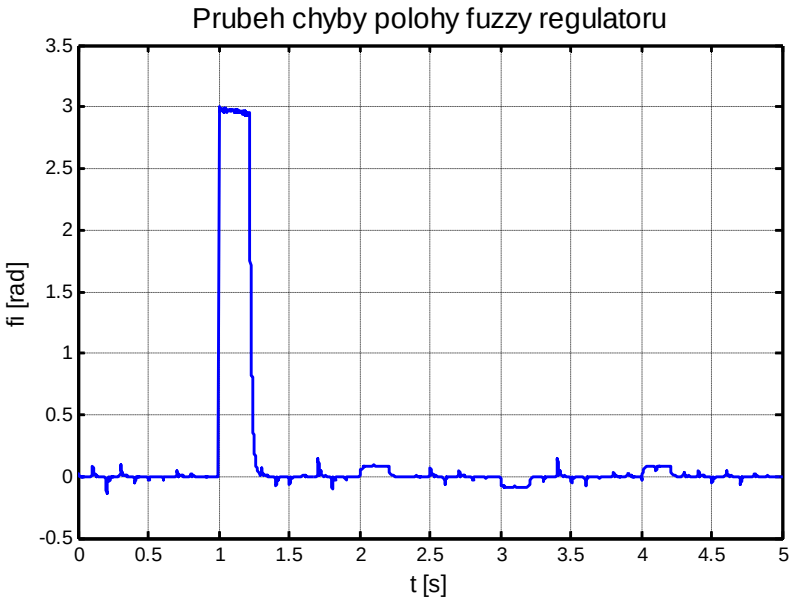
Výsledky simulačních experimentů jsou uvedeny na Obr. 62 a Obr. 63, které představují srovnání odezev kosimulačních modelů řízení lineárního pohonu s fuzzy regulátorem a stavovým regulátorem.



Obr. 62 Kosimulace vlivu změny zátěžného momentu na skokovou odezvu polohy (natočení) stavového a fuzzy regulátoru



Obr. 63 Rozdíl průběhů stavového a fuzzy regulátoru v odezvě polohy (natočení) v kosimulaci

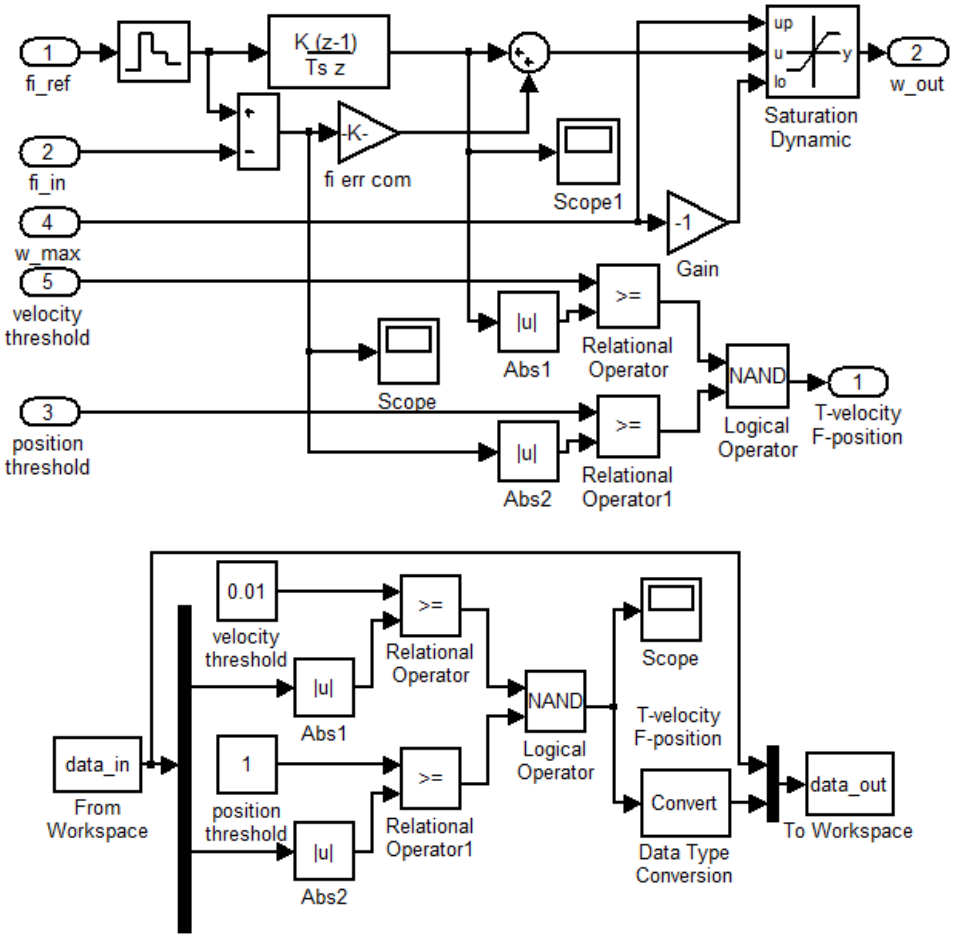


Obr. 64 Průběh chyby polohy fuzzy regulátoru v kosimulaci

Výsledky zobrazené v grafech na Obr. 62, Obr. 63 a Obr. 64 svědčí o podobném chování fuzzy a stavového regulátoru. Pro lepší možnost posouzení výhod fuzzy regulátoru vycházejících z jeho obecných předpokladů je v budoucnu žádoucí rozšířit model lineárního aktuátoru v MSC ADAMS o nelinearity v podobě vůlí v ozubení nebo tření. V současné době probíhá příprava modelu lineárního aktuátoru s „neideálně tuhým“ převodem čelního soukolí. Jedná se o náhradu modelu vůlí v převodech bez použití vazby kontakt, která je výpočetně velmi náročná. Dokončovaný model zatím bohužel nepřináší požadované chování (model zatím není verifikovaný a je výpočetně značně náročný).

6.5 Návrh přepínání regulátorů s fuzzy logikou

Alternatívní přístup použití fuzzy logiky při návrhu řízení lineárního aktuátoru představuje kombinace fuzzy a stavových regulátorů. Fuzzy inferenční mechanismus lze použít pro řízení přepínání polohového a rychlostního regulátoru. Navržený fuzzy regulátor používá inferenční mechanismus typu Takagi-Sugeno naučený a optimalizovaný pomocí funkce *anfis* z vývojového prostředí MATLAB. Trénovací data pro optimalizaci funkcí *anfis* pochází z upraveného simulačního modelu přepínače, Obr. 65.



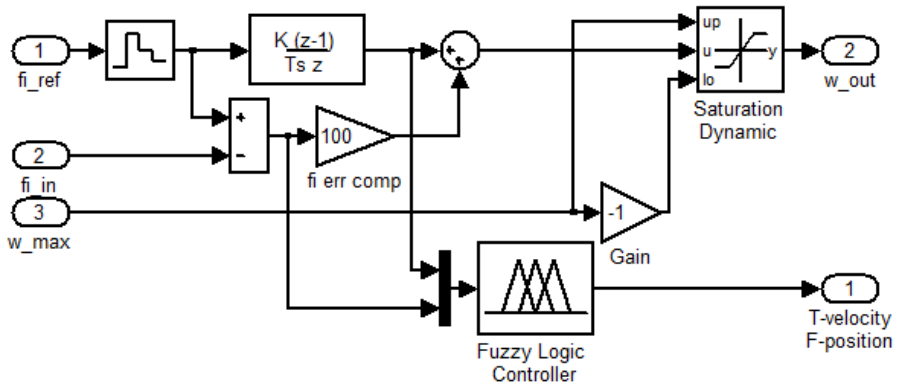
Obr. 65 Schéma simulačního modelu pro výpočet trénovacích dat fuzzy přepínače

Proces optimalizace parametrů inferenčního systémů fuzzy přepínače spočíval ve vhodné volbě typů a počtů funkcí příslušnosti jednotlivých vstupních veličin. Jako vstupní veličiny uvažujeme rychlost a chybu polohy, výstupem je signál pro přepínání regulátorů. Nejlepších simulačních výsledků dosahovaly inferenční mechanismy s funkcemi příslušnosti typu Λ a tvaru zvonu. V prvním kroku optimalizace byly prováděny experimenty s větším počtem funkcí příslušnosti jednotlivých vstupů (5 a 6 funkcí příslušnosti pro každý vstup). Smyslem dalších optimalizací byla snaha o zjednodušení inferenčního mechanismu tak, aby byl snížen počet výpočetních operací, ale zachována dostatečná přesnost aproximace trénovacích dat a funkčnost řízení v simulaci. Jako dostatečné se jeví použití dvou (případně tří) funkcí příslušnosti pro každou vstupní veličinu podle typu použitého inferenčního mechanismu. Přehled parametrů porovnávaných inferenčních mechanismů je v Tab. 9.

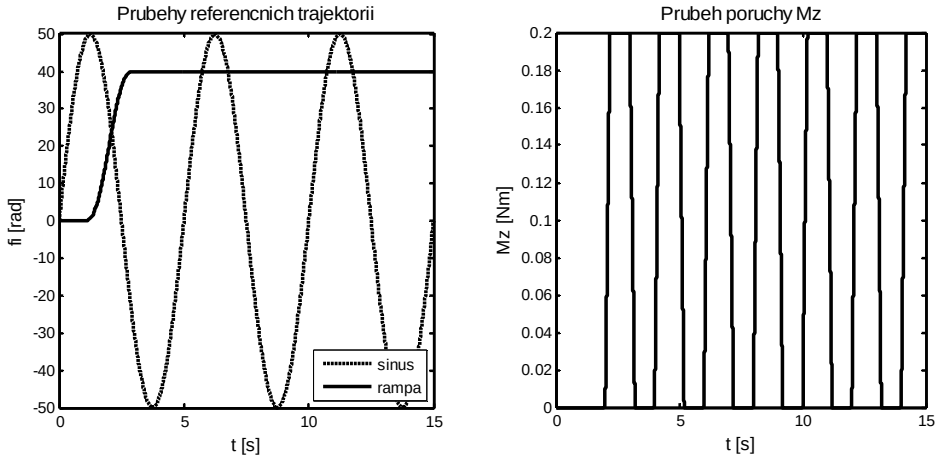
Tab. 9 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro návrh fuzzy přepínače

Parametry	Inferenční mechanismy		
InMFTypes:	trimf	gbellmf	gbellmf
Number of nodes:	35	21	35
Number of linear parameters:	27	12	27
Number of nonlinear parameters:	18	12	18
Number of training data pairs:	561	561	561
Number of fuzzy rules:	9	4	9
Inputs/Outputs:	[2 1]	[2 1]	[2 1]
NumInputMFs:	[3 3]	[2 2]	[3 3]
Error:	1.26020e-2	1.38268e-2	1.50165e-2

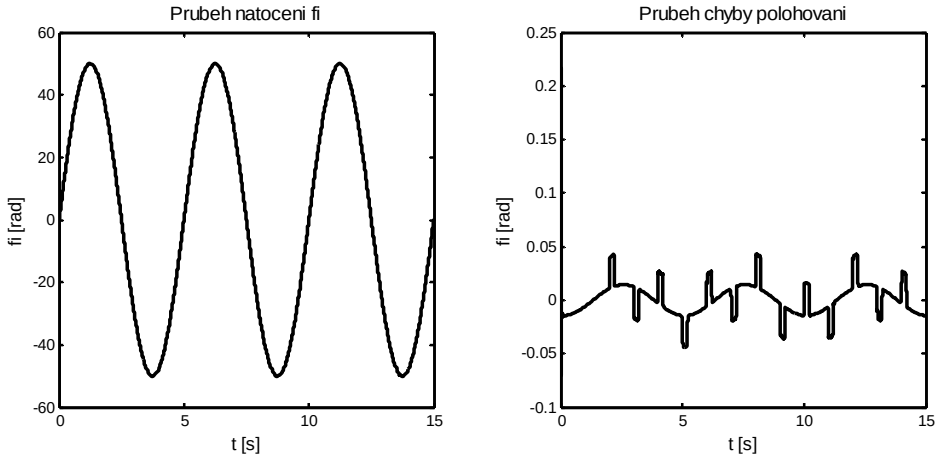
Na Obr. 66 je zobrazena vnitřní struktura přepínače s fuzzy inferenčním systémem. Takto vniklý fuzzy přepínač je simulačně testován s diskrétními stavovými regulátory v kosimulaci řízení s lineárním aktuátorem v MSC ADAMS. Příklad simulačních výsledků testování přepínače s inferenčním mechanismem typu *gbellmf* (2 vstupní funkce příslušnosti pro každý vstup) je zobrazen na Obr. 67, 68 a 69. Průběh dvou standardních typů referenční trajektorie a průběh poruchy od zátěžného momentu je patrný z Obr 67. Výsledky simulačních experimentů jsou uvedeny na Obr. 68 a Obr. 69, které představují odezvy natočení hřídele motoru na rampu poruchy (zvolená trajektorie je postupně *sinus*, pak *rampa*).



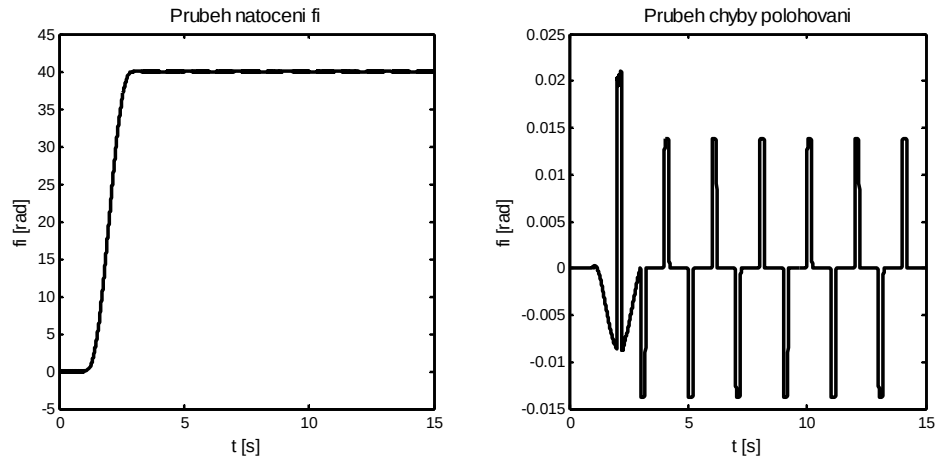
Obr. 66 Schéma fuzzy přepínače



Obr. 67 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem



Obr. 68 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem



Obr. 69 Vliv poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem

Simulační výsledky řízení s použitím fuzzy přepínače zobrazené v grafech na Obr. 67, 68 a 69 dokumentují lepší chování řízení ve srovnání s použitím předchozího přepínače (Obr. 53, 54 a 55) při stejném nastavení stavových regulátorů.

6.6 Návrh kinematického řízení mechanismu

Základní řízení mechanismu probíhá ve dvou vrstvách. Na nižší vrstvě je realizováno řízení jednotlivých lineárních pohonů. Vyšší vrstva řídicího systému obstarává synchronizaci jednotlivých pohonů dle kinematického modelu mechanismu. V této vrstvě je implementováno plánování trajektorie (poloha a natočení středu pohyblivé platformy). Na základě řešení úlohy inverzní kinematiky jsou jednotlivé polohy a natočení přepočítány na požadované délky ramen mechanismu, které jsou realizovány nižší vrstvou řízení. Pro plánování časových průběhů polohy a natočení lze s výhodou použít již hotový modul NI SoftMotion z prostředí LabVIEW. Popis použitých algoritmů modulu SoftMotion není veřejně dostupný.

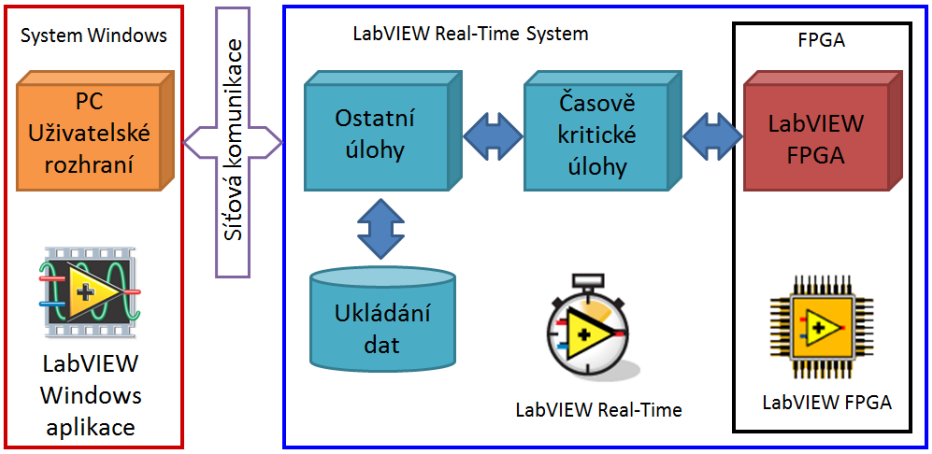
Plánování časových průběhů změn polohy a natočení je nejdříve provedeno samostatně. Ke sloučení dojde dosazením do vztahu (9). Následuje výpočet délek ramen dle (11).

Alternativním přístupem návrhu plánovače se zabývali například Bazaz a Tondu [110], nebo Piazzi a Visioli [111]. Společným rysem těchto přístupů je použití polynomiálních metod nižších řádů a kubických spline. Jeon a Ha použili pro výpočet časového průběhu zrychlení průběh funkce sinus [112].

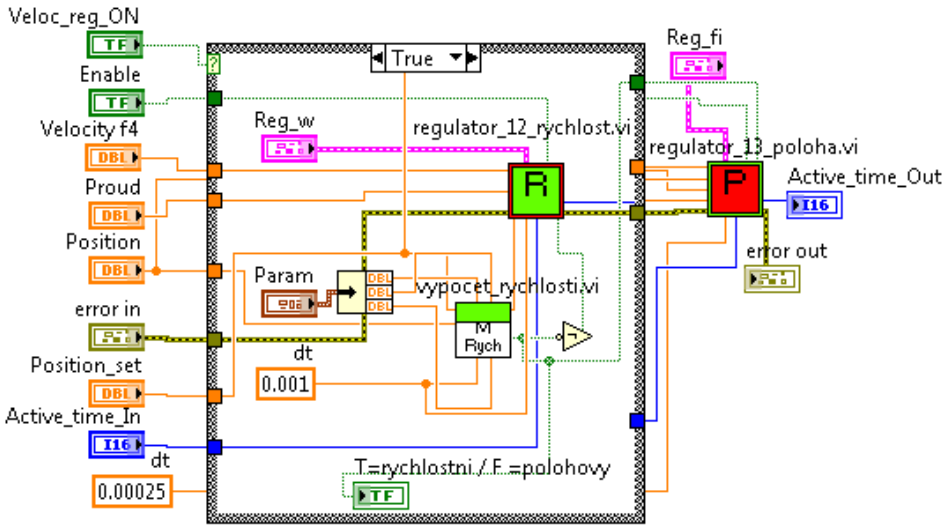
Společnou snahou ve vývoji všech plánovačů trajektorií je získání algoritmů, které předepisují časové průběhy veličin bez skoků ve zrychlení mezi navazujícími segmenty, jež mohou být zdrojem nežádoucích vibrací.

6.7 Implementace kinematického řízení a experiment

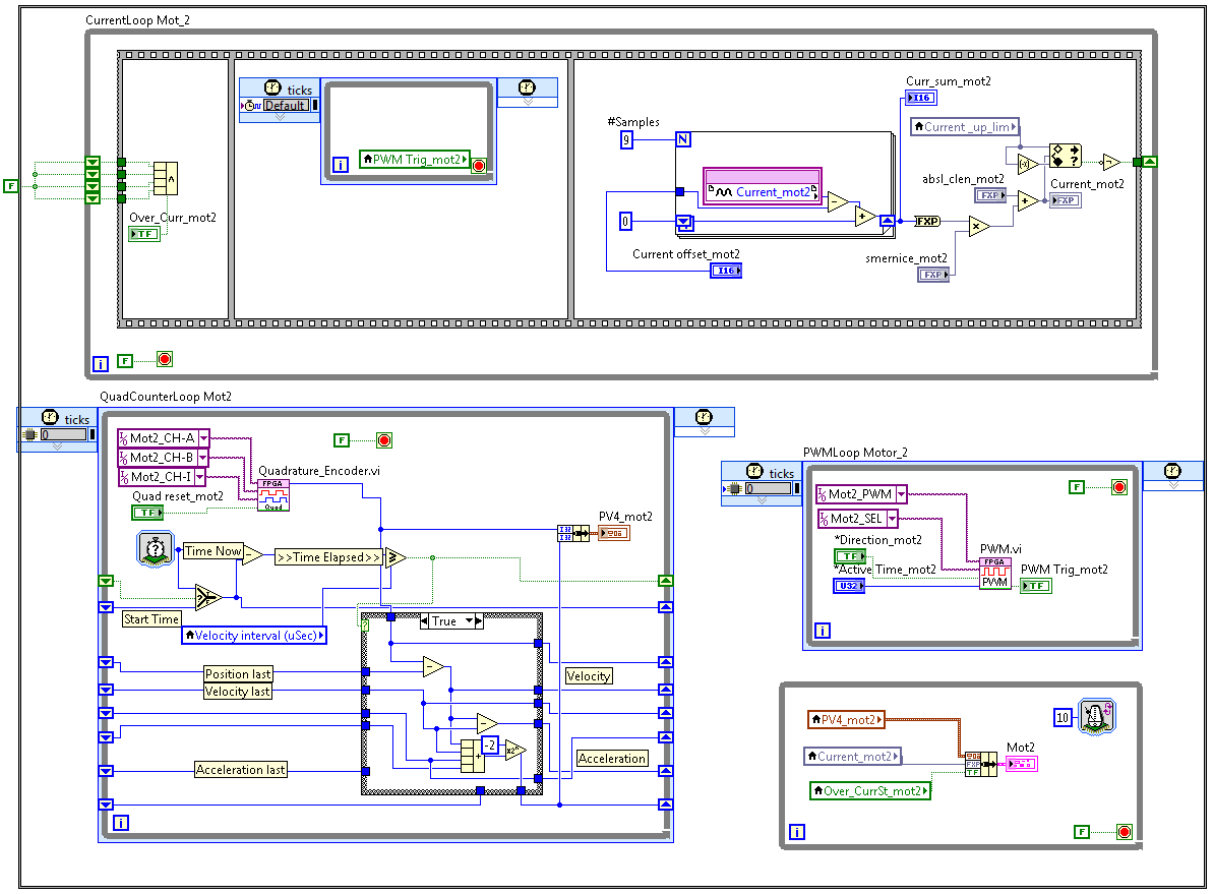
Pro implementaci řídicích algoritmů a samotného řídicího systému testovacího zařízení bylo vybráno vývojové prostředí NI LabVIEW, které obsahuje přímou podporu pro real-time řídicí jednotku. Řídicí systém byl navrhnut a implementován s ohledem na možnost dalšího rozšiřování a upravování pro konkrétní úlohu testování. Vzhledem k výpočetní náročnosti a požadované modularitě celého systému byla vybrána hierarchická architektura řídicího systému (Obr. 70). Na nejvyšší vrstvě se nachází PC komunikující s real-time řídicí jednotkou osazenou multifunkční kartou s FPGA. Vysoký výpočetní výkon řídicí jednotky a multifunkční karty předurčuje tuto vrstvu k implementaci řídicích algoritmů. Hlavní výhodou rozdělení řídicího systému mezi PC a real-time řídicí jednotku je oddělení řídicích algoritmů od uživatelského rozhraní, které by snížilo výpočetní výkon řídicí jednotky [113]. Komunikace mezi PC s uživatelským rozhraním a real-time jednotkou je realizována prostřednictvím sítě ethernet skrze prostředek *sdílených proměnných*. Jedná se o vestavěný prostředek vývojového prostředí LabVIEW, který umožňuje bezeztrátovou komunikaci s možností bufferování. Program běžící v real-time jednotce je rozdělen na dvě základní části. První část představuje časově kritické úlohy (vlastní výpočet algoritmu řízení, Obr. 71, plánování pohybu a komunikace s FPGA). Do druhé části patří ostatní úlohy (komunikace s nadřazenou vrstvou, zpracování řídicích signálů a ukládání dat). Multifunkční karta s FPGA čipem je použita pro generování signálů pro ovládání výkonové elektroniky a pro zpracování signálů ze snímačů natočení (Obr. 72) a snímačů proudu (linearizace a přepočty signálů z AD převodníků). K této kartě budou v budoucnu připojeny absolutní snímače délek jednotlivých ramen manipulátoru.



Obr. 70 Architektura řídicího systému



Obr. 71 Ukázka části implementace stavových regulátorů

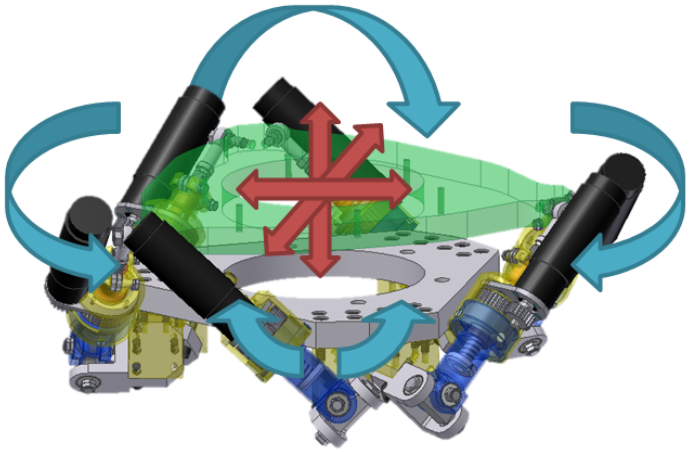


Obr. 72 Ukázka části programu pro FPGA

V první fázi vývoje bylo implementováno řízení založené na přepínání diskrétních stavových regulátorů. Parametry pro nastavení regulátorů byly získány na základě simulačních experimentů s modely řízení a kosimulace v MSC ADAMS. Při testování na realizovaném zařízení byly následně experimentálně korigovány. Algoritmus výpočtu polohového a rychlostního regulátoru běží v řídicí smyčce, která je vykonávána s frekvencí 4 kHz, respektive rychlostní pak 1 kHz.

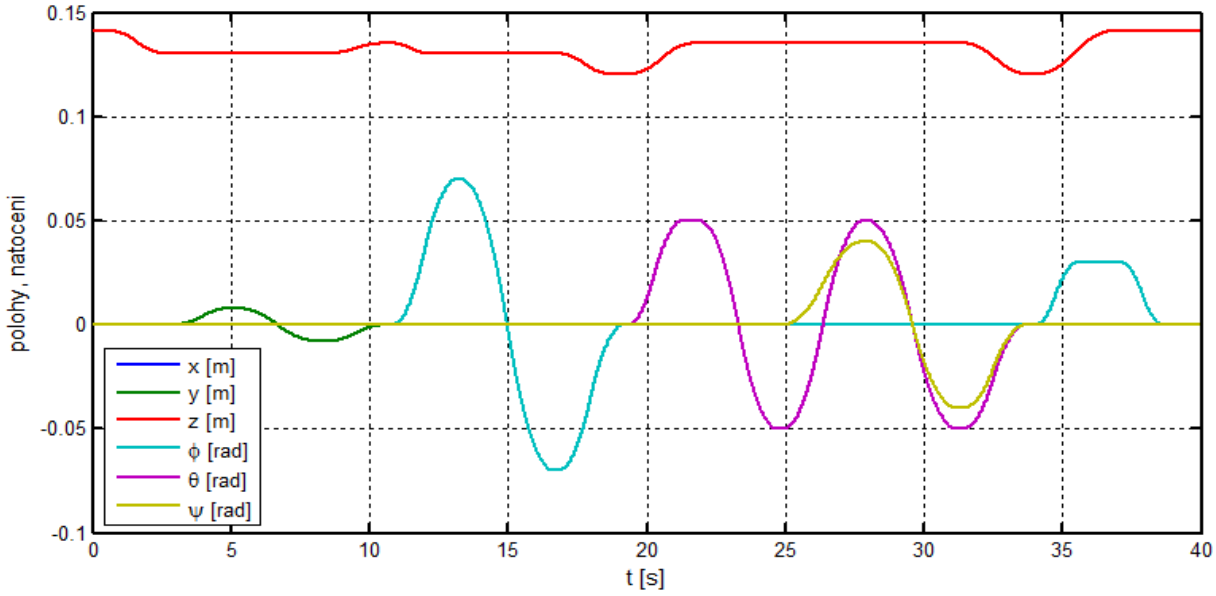
V další fázi vývoje je plánována úprava architektury řídicího systému. Snahou bude přemístit výpočet řídicích algoritmů na čip FPGA, aby došlo k efektivnějšímu využití dostupných výpočetních prostředků řídicí jednotky. Zároveň bude provedena implementace výše navržených regulátorů s fuzzy logikou, která zatím nebyla provedena z důvodu nedokončené mechanické konstrukce zařízení. Čeká se na dodání absolutního odměřování délek jednotlivých ramen manipulátoru [95], které se jeví jako klíčové pro budoucí experimenty a kalibraci zařízení. V současné době je nutno provést ruční nastavení (kontrolu nastavení) do výchozí polohy před každým experimentem se zařízením. V této fázi bude dále implementováno popsané řešení přímé úlohy kinematiky pomocí fuzzy logiky.

Pro otestování navrženého a implementovaného řídicího systému byly v rámci této práce realizovány zkušební experimenty. Testovací zařízení bylo podrobeno sérií zkoušek základních pohybů (Obr. 73). Nejprve byly provedeny zkoušky bez vzorků (bez zatížení), později bylo zatížení simulováno pomocí zatížení horní strany pohyblivé platformy (zatížení 800 N). Testování na reálných vzorcích nebylo v této fázi vývoje doporučeno, ani nebyly známy parametry konkrétních zkušebních vzorků.

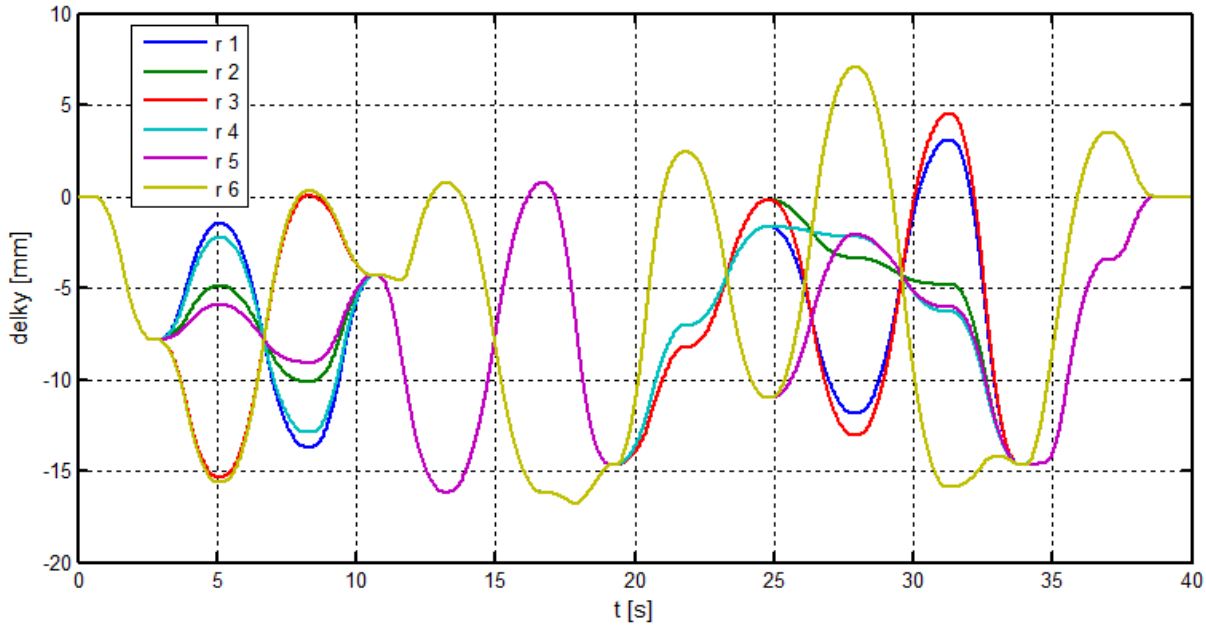


Obr. 73 Schéma základních pohybů testovacího zařízení

Následující grafy zobrazují část z jedné zkoušky testovacího zařízení (Obr. 74, 75, 76). Testovací zařízení bylo ručně nastaveno do výchozího pracovního bodu (absence přímého odměřování a možnosti automatizované kalibrace). Pohyblivá platforma byla zatížena silou o velikosti 800 N v ose Z. Střed platformy se nacházel v pracovním bodě o souřadnicích [0; 0; 141,213] mm, natočení platformy bylo [0; 0; 0] rad.

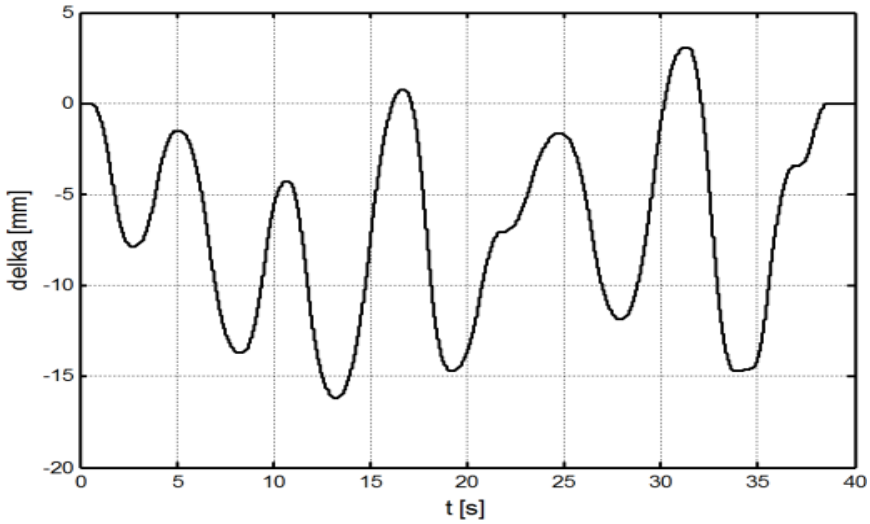


Obr. 74 Průběhy požadované polohy a natočení pohyblivé platformy

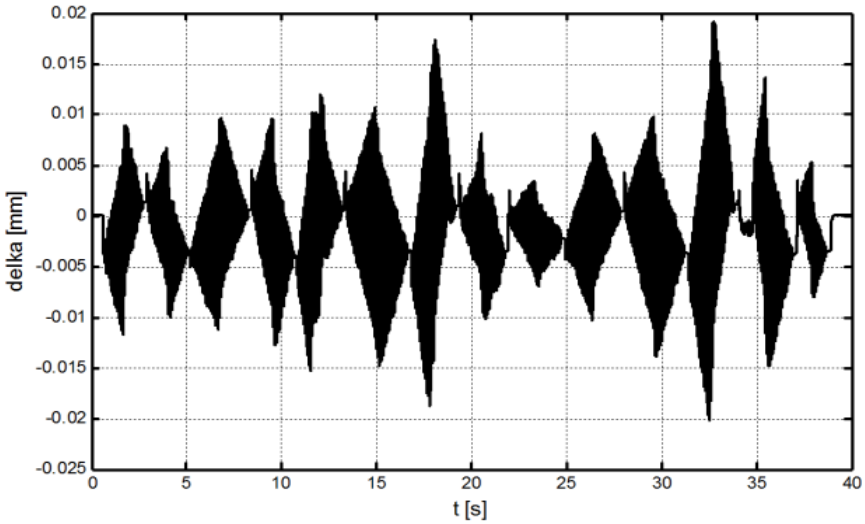


Obr. 75 Průběhy korespondujících požadovaných změn délek jednotlivých ramen testovacího zařízení vzhledem k délkám v pracovním bodě

Pro přehlednost je dále vybráno jen jedno rameno č. 1 zařízení (Obr. 76). Grafy zachycující pohyb ostatních ramen mají podobné průběhy. Obr. 77 zachycuje chybu polohování prvního ramene. Tato chyba je stanovena na základě porovnání požadované a dosažené změny délky prvního ramene.



Obr. 76 Průběh korespondující dosažené změny délky prvního ramene vzhledem k délce v pracovním bodě, zatížení 800 N



Obr. 77 Rozdíl požadované a dosažené změny délky prvního ramene

Průběhy veličin v grafech na Obr. 76 a 77 potvrzují, že navržený řídicí systém je schopen zajistit délky jednotlivých ramen s chybou o velikosti ± 0.02 mm, což bylo v této fázi vyhodnoceno jako dostačující. Dodatečná kontrolní měření provedená při vyšších provozních rychlostech odhalila postupný pokles přesnosti zařízení. Pro zlepšení vlastností stroje (lepší využití jeho potenciálu - vylepšení dynamiky pohybu v celém pracovním prostoru, zvýšení robustnosti) se jeví jako výhodné zdokonalit použitý návrh řízení (implementace a testování řízení s fuzzy logikou).

Řízení délek jednotlivých ramen je založeno na nepřímém odměřování z natočení osy DC motoru. Dalším vývojovým krokem bude rozšíření lineárních pohonů o přímé absolutní odměřování [92], které bude použito pro kalibraci zařízení a pro kompenzaci nelinearit v převodech. Dále je plánováno osazení lineárních pohonů tenzometrickým měřením, pomocí kterého by šlo zjišťovat silové namáhání jednotlivých ramen. Na závěr tohoto kroku bude provedena série experimentů, které určí (ověří) absolutní přesnost vyrobeného zařízení.

7. Závěr

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout a implementovat vhodný řídicí systém, který zaručí požadované chování mechanismu. V rámci studia a návrhu řídicího systému byla provedena rešeršní studie související s danou problematikou. Z výsledků rešeršní studie vyplynul způsob řízení s možností použití fuzzy logiky. Tento přístup byl ověřen na konkrétním mechanismu, který představuje testovací zařízení založené na Stewartově platformě. Toto zařízení bude sloužit pro testování endoprotéz velkých kloubů na otěr a pro další biomechanické experimenty.

7.1 Shrnutí dosažených výsledků

V první fázi vývoje byl sestaven kinematický model mechanismu. Kvůli výpočetním nárokům na řídicí systém byla posouzena možnost zjednodušení kinematického modelu. Touto úvahou byl sestaven zjednodušený kinematický model, který byl následovně simulačně porovnán s přesným kinematickým modelem. Získané simulační výsledky potvrdily použitelnost zjednodušeného modelu pro řízení reálného mechanismu. V pozdějších fázích vývoje řídicího systému může být využito výpočtu nezjednodušeného modelu s přihlédnutím k výpočetnímu zatížení celého systému. Získaný algoritmus výpočtu délek ramen pomocí zjednodušeného modelu je použit v real-time řídicím systému mechanismu, kde byl podroben testování. Dále byla v prostředí MATLAB naprogramována sada funkcí, které slouží jako podklad pro sestavení dynamického modelu v prostředí Simulink – SimMechanics. V této vývojové fázi byl rovněž vytvořen simulační model pro řešení přímé úlohy kinematiky. Vytvořený model je založený na inferenčním systému typu Takagi-Sugeno optimalizovaném pomocí funkce *anfis* z prostředí MATLAB. Pro výpočet souboru trénovacích dat byl použit model inverzní kinematiky počítaný s vybranými polohami a natočeními platformy v okolí konkrétního pracovního bodu. Alternativně by šlo využít propojení více řešení inferenčních mechanismů z různých pracovních bodů. Poté bude řešení přímé úlohy kinematiky integrováno do řídicího systému stroje. Bude použito zejména k získání referenční polohy při začátcích pohybů, ale také ke kontrole vlastního pohybu mechanismu.

Dalším vývojovým krokem byl návrh, sestavení a otestování obslužné elektroniky pro řízení mechanismu. Obslužná elektronika se skládá z výkonové části, která přímo ovládá jednotlivé motory umístěné na ramenech, podpůrných obvodů a řídicí jednotky. Jako řídicí jednotka bylo zvoleno real-time PC od firmy National Instruments.

Na základě provedené rešeršní studie a sestaveného kinematického modelu bylo navrhnuto a implementováno kinematické řízení mechanismu. Samotný řídicí systém je rozdělen do dvou základních vrstev. Řízení lineárních pohonů testovacího zařízení probíhá na nižší vrstvě řídicího systému. Pro tuto vrstvu byly navrhnuty diskrétní stavové regulátory a fuzzy regulátory. Vyšší vrstva řídicího systému obstarává synchronizaci jednotlivých pohonů dle kinematického modelu mechanismu a plánuje požadovanou trajektorii pohybu.

Pro návrh výše zmíněných regulátorů byl použit lineární model DC motoru vytvořený v prostředí MATLAB. Postupně bylo navrženo řízení s rychlostním a polohovým diskrétním regulátorem, jehož funkčnost byla testována simulačním modelem v Simulinku. V návaznosti

na navržené stavové regulátory byl sestaven simulační model lineárního aktuátoru (jedno rameno mechanismu) v prostředí MSC ADAMS. Tento model lze pomocí kosimulace propojit s prostředím MATLAB/Simulink což umožňuje testování řídicích algoritmů v rámci komplexního mechatronického modelu.

Návrh fuzzy řízení lineárního aktuátoru vychází z diskrétního polohového regulátoru s integrátorem na vstupu. Navržený fuzzy regulátor používá inferenční mechanismus typu Takagi-Sugeno naučený a optimalizovaný pomocí funkce *anfis* z vývojového prostředí MATLAB. Pro ověření návrhu fuzzy regulátoru bylo provedeno jeho simulační srovnání se stavovým regulátorem. Výsledky simulace potvrdily podobnou funkčnost fuzzy a stavového regulátoru. V tomto kroku nešlo jednoznačně rozhodnout, jestli použití fuzzy regulátoru přináší konkrétní přínosy. Tato situace je zapříčiněna použitím lineárního modelu DC motoru. Dalším vývojovým krokem bylo propojení návrhu řízení s fuzzy regulátorem s modelem lineárního aktuátoru v prostředí MSC ADAMS. Samotné propojení je realizováno obdobným způsobem jako u diskrétního regulátoru náhradou modelu DC motoru za blok *adams_sub* v simulaci řízení v Simulinku. Pro lepší možnost posouzení výhod fuzzy regulátoru vycházejících z jeho obecných předpokladů je v budoucnu žádoucí rozšířit model lineárního aktuátoru v MSC ADAMS o nelinearity v podobě vůlí v ozubení nebo tření. V současné době probíhá příprava modelu lineárního aktuátoru s „neideálně tuhým“ převodem čelního soukolí. Dokončovaný model zatím bohužel nepřináší požadované chování.

Alternativní přístup použití fuzzy logiky při návrhu řízení lineárního aktuátoru představuje kombinace fuzzy a stavových regulátorů, která spojuje jejich výhody. Fuzzy inferenční mechanismus lze použít pro řízení přepínání polohového a rychlostního regulátoru. Navržený fuzzy regulátor rovněž používá inferenční mechanismus typu Takagi-Sugeno naučený a optimalizovaný pomocí funkce *anfis*. Trénovací data pro optimalizaci pochází z upraveného simulačního modelu přepínače původních stavových regulátorů. Takto vniklý fuzzy přepínač byl simulačně testován s diskrétními stavovými regulátory v kosimulaci řízení Simulink / MSC ADAMS. Simulační výsledky řízení s použitím fuzzy přepínače dokumentují lepší chování řízení ve srovnání s použitím předchozího přepínače při stejném nastavení stavových regulátorů. Takto vzniklý regulátor bude implementován a podroben testování.

Pro implementaci řídicích algoritmů a samotného řídicího systému testovacího zařízení bylo vybráno vývojové prostředí NI LabVIEW, které obsahuje přímou podporu pro real-time řídicí jednotku. Řídicí systém byl navrhnut a implementován s ohledem na možnost dalšího rozšiřování a upravování pro konkrétní úlohu testování. V první fázi vývoje bylo implementováno řízení založené na přepínání diskrétních stavových regulátorů. Parametry regulátorů byly získány na základě simulačních experimentů s modely řízení a kosimulace v MSC ADAMS. Při testování na realizovaném zařízení byly následně experimentálně korigovány. V další fázi vývoje je plánována úprava architektury řídicího systému. Snahou bude přemístit výpočet řídicích algoritmů na čip FPGA, aby došlo k efektivnějšímu využití dostupných výpočetních prostředků řídicí jednotky. Zároveň bude provedena implementace výše navržených regulátorů s fuzzy logikou, která zatím nebyla provedena z důvodu nedokončené mechanické konstrukce zařízení. Čeká se na dodání absolutního odměřování

délek jednotlivých ramen manipulátoru, které se jeví jako klíčové pro budoucí experimenty a kalibraci zařízení. V této fázi bude dále implementováno popsané řešení přímé úlohy kinematiky pomocí fuzzy logiky.

Pro otestování navrženého a implementovaného řídicího systému byly realizovány zkušební experimenty. Testovací zařízení bylo podrobeno sérií zkoušek základních pohybů. Nejprve byly provedeny zkoušky bez vzorků (bez zatížení), později bylo zatížení simulováno pomocí zatížení horní strany pohyblivé platformy (zatížení 800 N). Experimentální výsledky potvrzují, že navržený řídicí systém je schopen zajistit délky jednotlivých ramen s dostatečnou přesností Dodatečná kontrolní měření provedená při vyšších provozních rychlostech odhalila postupný pokles přesnosti zařízení. Pro zlepšení vlastností stroje (vylepšení stanovených požadavků, lepší využití jeho potenciálu - vylepšení dynamiky pohybu v celém pracovním prostoru, zvýšení robustnosti) se jeví jako výhodné zdokonalit použitý návrh řízení (implementace a testování řízení s fuzzy logikou). Navržený způsob fuzzy řízení pak bude možno využít i u jiných typů paralelních mechanismů (např. rozpracovaných v laboratořích Fakulty strojního inženýrství).

Řízení délek jednotlivých ramen je založeno na nepřímém odměřování. Dalším krokem bude doplnění lineárních pohonů o přímé absolutní odměřování, které bude použito pro kalibraci zařízení a pro kompenzaci nelinearit (vůle v převodech). Dále je plánováno osazení lineárních pohonů tenzometrickým měřením, pomocí kterého by šlo zjišťovat silové namáhání jednotlivých ramen. Na závěr bude provedena série experimentů, které určí (ověří) absolutní přesnost vyrobeného zařízení.

7.2 Teoretický přínos práce

Hlavní teoretický přínos této práce spočívá v popsání problematiky návrhu a aplikace robustní architektury pro řízení paralelních mechanismů, která využívá prvků stavového a fuzzy řízení. Zvolený postup vychází z myšlenky dekompozice globálního algoritmu řízení na řízení jednotlivých ramen, kterou dále rozvíjí a prohlubuje. Pro jednotlivá ramena byly navrženy servomechanismy, jejichž pohyb je synchronizován pomocí modelu inverzní kinematiky mechanismu. Řízení servomechanismů ramen je založeno na stavových a fuzzy regulátorech. Byla navržena a testována možnost přepínání stavových regulátorů. Na základě stavových regulátorů byly odvozeny fuzzy regulátory včetně fuzzy přepínače, který spojuje výhody stavového a fuzzy řízení. Takto vzniklý návrh řízení dává dobré východisko pro budoucí implementaci a následné testování. V rámci řešení kinematiky mechanismu byly odvozeny modely inverzní a přímé kinematické úlohy. Jako velmi zajímavé řešení se jeví použití fuzzy inferenčního mechanismu pro řešení přímé kinematické úlohy. Výše zmíněný postup byl shrnut při návrhu řízení celého mechanismu, které bylo následně experimentálně ověřeno. Experimentální výsledky potvrdily obecnou použitelnost probrané metodiky návrhu řízení pro paralelní mechanismy.

7.3 Praktický přínos práce

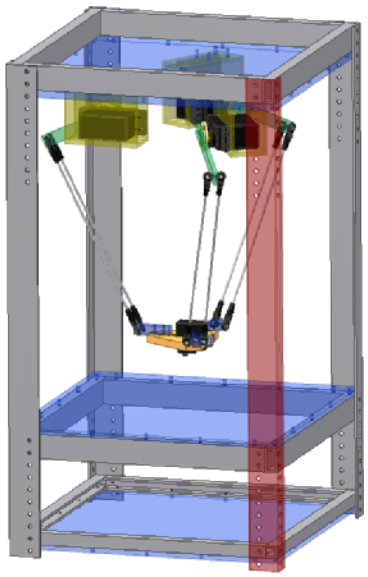
Za praktické přínosy této práce lze považovat jednotlivé modely navržených prvků řídicího systému včetně příslušných simulací. Dalším praktickým výstupem je navržený a vyrobený hardware. Mezi dílčí přínosy práce lze zařadit:

- Vytvoření simulačního modelu řešení inverzní úlohy kinematiky pro konkrétní paralelní mechanismus.
- Vytvoření simulačního modelu řešení přímé úlohy kinematiky s použitím fuzzy inferenčního mechanismu typu Takagi-Sugeno.
- Návrh, sestavení a otestování obslužné elektroniky pro řízení mechanismu.
- Návrh řízení s použitím diskrétních stavových regulátorů, fuzzy regulátoru a regulátoru s fuzzy přepínáním.
- Vytvoření dynamického modelu lineárního aktuátoru v MSC ADAMS vhodného pro kosimulační testování.
- Implementace řídicího systému na real-time platformě.

Dílčí výsledky této práce byly již publikovány v rámci řešení projektů MSM0021630518 Simulační modelování mechatronických soustav a MŠMT KONTAKT 1P05ME789 Simulace mechanické funkce vybraných prvků lidského těla.

7.4 Pedagogický přínos práce

V rámci této práce byla zpracována problematika popisu, modelování a návrhu řízení pro konkrétní paralelní mechanismus. Výše zmíněný postup lze modifikovat a přizpůsobit pro ostatní paralelní mechanismy. V současné době je v rámci studentských prací dokončován model paralelního mechanismu typu delta robot (Obr. 78) [114], [115], využívajících obecných poznatků z této práce. Motivací nového mechanismu bude schopnost fyzicky hrát jednoduchou stolní hru proti člověku za pomocí strojového vidění.



Obr. 78 Model delta robotu

Použitá literatura:

[1] V. Štědrý, "Totální endoprotéza kyčelního kloubu," 2002.

[2] T. Březina, M. Florian, A. Caballero, R. Jabłoński, M. Turkowski, and R. Szewczyk, "The Design of the Device for Cord Implants Tuning," in *Recent Advances in Mechatronics*, R. Jabłoński, M. Turkowski, and R. Szewczyk, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007, pp. 195-199.

[3] J. P. Merlet, *Parallel Robots*, vol. 208, no. 49. Springer, 2006, p. 394.

[4] L.-W. Tsai, *Mechanism design: enumeration of kinematic structures according to function*, vol. 16, no. 4. CRC, 2000, p. 583.

[5] C. Gosselin and J. Angeles, "Singularity analysis of closed-loop kinematic chains," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 6, no. 3, pp. 281-290, 1990.

[6] J.-P. Merlet, "Singular configurations of parallel manipulators and Grassmann geometry.," *The International Journal of Robotics Research*, vol. 8, no. 5, pp. 45-56, 1989.

[7] V. E. Gough and S. G. Whitehall, "Universal Tyre Test Machine.," in *Proceedings 9th International Technical Congress FISITA*, 1962, vol. 117, pp. 117–137.

[8] T. et al. Březina, *Simulation modelling of mechatronics systems III*. Brno: VUT v Brně, 2007.

[9] R. H. Bishop, *The mechatronics handbook*. CRC Press, 2002, p. 1272.

[10] G. C. Onwubolu, *Mechatronics: Principles and Applications*. Butterworth-Heinemann, 2005, p. 672.

[11] "VDI 2206 Design methodology for mechatronic systems." 2002.

[12] V. S. Vasić and M. P. Lazarevic, "Standard industrial guideline for mechatronic product design," *FME Transactions*, vol. 36, no. 3, pp. 103–108, 2008.

[13] R. Isermann, "Mechatronic systems—Innovative products with embedded control," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 1, pp. 14-29, 2008.

[14] J. Skařupa and V. Mostýn, *Teorie průmyslových robotů*. Košice: Vienala, 2000.

[15] T. Březina, P. Houška, L. Březina, and O. Andrš, "Complex Design of Stewart Platform Structure Based Parallel Mechanism," *Acta Mechanica Slovaca*, vol. 3–B, pp. 83-96, 2008.

[16] T. Brezina, P. Houška, L. Brezina, and Andrs, O., "Device for Experimental Modelling of Biomechanical Systems Properties," in *Simulation Modelling of Mechatronic Systems III*, Brno: VUT v Brně, 2007, pp. 229-240.

[17] T. Březina, O. Andrš, P. Houška, L. Březina, T. Brezina, and R. Jablonski, “Some Notes to the Design and Implementation of the Device for Cord Implants Tuning,” in *Recent Advances in Mechatronics*, T. Brezina and R. Jablonski, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, pp. 335-340.

[18] L. Březina, “Optimization of a parallel mechanism design with respect to a Stewart platform control design.,” Brno University of Technology, 2010.

[19] L. Brezina, O. Andrs, and T. Brezina, “NI LabView Matlab SimMechanics Stewart platform design,” *Applied and Computational Mechanics*, vol. 2, no. 2, pp. 235-242, 2008.

[20] L. Brezina, O. Andrš, and T. Brezina, “NI LabView Matlab SimMechanics Stewart platform design,” in *Výpočtová mechanika 2008*, 2008, pp. 13-14.

[21] S. Bhattacharya, “An on-line parameter estimation scheme for generalized stewart platform type parallel manipulators,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 32, no. 1, pp. 79-89, 1997.

[22] KUKA, “KR 10 scara R850,” 2012. [Online]. Available: http://www.kuka-robotics.com/czech_republic/cs/products/industrial_robots/special/scara_robots/kr10_scara_r850/start.htm. [Accessed: 30-Jan-2012].

[23] Newport, “6-Axis Parallel Kinematic Positioning System,” 2012. [Online]. Available: http://www.newport.com/hexapod-6-axis-parallel-kinematic-positioning-sys/848797/1033/info.aspx. [Accessed: 30-Jan-2012].

[24] PKMtricept SL, “Tricept T606,” 2012. [Online]. Available: PKMtricept SL. [Accessed: 30-Jan-2012].

[25] J. E. Gwinnett, “AMUSEMENT DEVICE,” U.S. Patent 17896801931.

[26] W. L. V. Pollard, “POSITION CONTROLLING APPARATUS,” U.S. Patent 22865711942.

[27] W. L. G. Pollard, “Spray painting machine,” U.S. Patent 22131081940.

[28] J. Coufal, “Konstrukce manipulátoru s PKS pro velmi malé součásti,” Vysoké učení technické v Brně, 2011.

[29] K. L. Cappel, “MOTION SIMULATOR,” U.S. Patent 32952241697.

[30] D. Stewart, “A platform with six degrees of freedom,” *Institution of Mechanical Engineers Proceedings 196566 180 Part 1*, vol. 180, no. 1, pp. 371-386, 1965.

[31] Brotomatic SL, “STÖBER EZS 501,” 2012. [Online]. Available: http://www.brotomatic.es/stober-producto-complementos.php. [Accessed: 03-Feb-2012].

[32] POWER JACKS, “EMA model C,” 2012. [Online]. Available: http://powerjacks.com/Electric-Linear-Actuators-EMA-Model-C.php. [Accessed: 03-Feb-2012].

[33] M. Valášek, *Dynamika robotických systémů*. Brno: Ústav automatizace a měřicí techniky, FEKT VUT Brno, 2011, p. 29.

[34] M. Valášek, *Kinematika robotických systémů*. Brno: Ústav automatizace a měřicí techniky, FEKT VUT Brno, 2011, p. 29.

[35] A. V. Korobeynikov and V. E. Turlapov, “Modeling and Evaluating of the Stewart Platform,” *International Conference Graphicon 2005*, 2005.

[36] X.-song Wang, M.-lin Hao, and Y.-hu Cheng, “On the use of differential evolution for forward kinematics of parallel manipulators,” *Applied Mathematics and Computation*, vol. 205, no. 2, pp. 676-685, 2008.

[37] X. Huang, Q. Liao, S. Wei, X. Qiang, and S. Huang, “Forward Kinematics of the 6-6 Stewart Platform with Planar Base and Platform Using Algebraic Elimination,” *2007 IEEE International Conference on Automation and Logistics*, no. 104043, pp. 2655-2659, 2007.

[38] M. Griffis and J. Duffy, “A forward displacement analysis of a class of stewart platforms,” *JRobot Syst*, vol. 6, no. 6, pp. 703-720, 1989.

[39] P. K. Jamwal, S. Q. Xie, Y. H. Tsoi, and K. C. Aw, “Forward kinematics modelling of a parallel ankle rehabilitation robot using modified fuzzy inference,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 45, no. 11, pp. 1537-1554, 2010.

[40] Z. Geng, L. S. Haynes, J. D. Lee, and R. L. Carroll, “On the dynamic model and kinematic analysis of a class of Stewart platforms,” *Robotics and Autonomous Systems*, vol. 9, no. 4, pp. 237-254, 1992.

[41] K. Miller and R. Clavel, “The Lagrange-based model of Delta-4 robot dynamics,” *Robotersysteme*, pp. 49-54, 1992.

[42] S. Wang, H. Hikita, H. Kubo, Y. Zhao, Z. Huang, and T. Ifukube, “Kinematics and dynamics of a 6 degree-of-freedom fully parallel manipulator with elastic joints,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 38(5) , pp. 439 – 461, 2003.

[43] S. Staicu, “Power requirement comparison in the 3-RPR planar parallel robot dynamics,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, no. 5, pp. 1045-1057, 2009.

[44] J. Gallardo, “Dynamics of parallel manipulators by means of screw theory,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 38, no. 11, pp. 1113-1131, 2003.

[45] L.-W. Tsai, “Solving the Inverse Dynamics of a Stewart-Gough Manipulator by the Principle of Virtual Work,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 2, no. 1, p. 317, 2000.

[46] A. Codourey and E. Burdet, “A Body-oriented Method for Finding a Linear Form of the Dynamic Equation of Fully Parallel Robots,” *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, no. April, pp. 1612-1618, 1997.

[47] B. Dasgupta and P. Choudhury, “A general strategy based on the Newton - Euler approach for the dynamic formulation of parallel manipulators,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 34, pp. 94-114, 1999.

[48] F. Ghorbel, O. Chetklat, and R. Longchamp, “A reduced model for constrained rigid bodies with application to parallel robots,” *4th IFAC Symp. on Robot Control*, pp. 57-62, 1994.

[49] K. Harib and K. Srinivasan, “Kinematic and dynamic analysis of Stewart platform-based machine tool structures,” *Robotica*, vol. 21, no. 5, pp. 541-554, 2003.

[50] O. Ibrahim and W. Khalil, “Inverse and direct dynamic models of hybrid robots,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 45, no. 4, pp. 627-640, 2010.

[51] K. E. Zanganeh, “Kinematics and dynamics of a six-degree-of-freedom parallel manipulator with revolute legs,” *Robotica*, vol. 15, no. 4, pp. 385-394, 1997.

[52] W. Khalil and S. Guegan, “Inverse and Direct Dynamic Modeling of Gough–Stewart Robots,” *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 20, no. 4, pp. 754-762, 2004.

[53] F. Pierrot, P. Dauchez, and A. Fournier, “Fast parallel robots,” *Journal of Robotic Systems*, 1991.

[54] C. Reboulet, C. Lambert, and N. Nombrail, “A parallel redundant manipulator: SPEED-R-MAN and its control,” *In ISRAM*, pp. 285-291, 1992.

[55] S. Tadokoro, “Control of parallel mechanisms,” *Advanced Robotics*, pp. 559-571, 1994.

[56] M. Honegger, A. Codourey, and E. Burdet, “Adaptive control of the Hexaglide, a 6 dof parallel manipulator,” *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, vol. 1, no. April, pp. 543-548, 1997.

[57] M. K. C. Meißner, “Dynamic modeling and control of a 6 DOF parallel kinematics Inverse Models for PKM control,” *Applied Sciences*, pp. 385-390, 2006.

[58] S. Lee, “Position control of a Stewart platform using inverse dynamics control with approximate dynamics,” *Mechatronics*, vol. 13, no. 6, pp. 605-619, 2003.

[59] Z. Yang, J. Wu, J. Mei, J. Gao, and T. Huang, “Mechatronic Model Based Computed Torque Control of a Parallel Manipulator,” *Advanced Robotic*, vol. 5, no. 1, pp. 123-128, 2008.

[60] W. Shang and S. Cong, “Mechatronics Nonlinear computed torque control for a high-speed planar parallel manipulator,” *Science And Technology*, vol. 19, no. 6, pp. 987-992, 2009.

[61] T. K. Bera, A. K. Samantaray, and R. Karmakar, “Robust overwhelming control of a hydraulically driven three-degrees-of-freedom parallel manipulator through a simplified fast inverse model,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 224, no. 2, pp. 169-184, Mar. 2010.

[62] E. Yime, R. J. Saltaren, and J. Diaz, “Robust Adaptive Control of the Stewart-Gough Robot in the Task Space,” *Control*, pp. 5248-5253, 2010.

[63] Z. Wang, “Adaptive active vibration control for a piezoelectric stewart platform,” *2009 IEEE International Conference on Intelligent Computing and Intelligent Systems*, vol. 1, pp. 752-756, 2009.

[64] G. K. Mann and B. W. Surgenor, “Model-free intelligent control of a 6-DOF Stewart-Gough based parallel manipulator,” in *Proceedings of the International Conference on Control Applications*, 2002, vol. 1, pp. 495-500.

[65] W. Bo, D. Yanlang, W. Shenglin, X. Dongguang, and Z. Keding, “An Integral Variable Structure Controller with Fuzzy Tuning Design for Electro-hydraulic Driving Stewart Platform,” in *2006 1st International Symposium on Systems and Control in Aerospace and Astronautics*, 2006, pp. 941-945.

[66] B. Zi, B. Duan, J. Du, and H. Bao, “Dynamic modeling and active control of a cable-suspended parallel robot,” *Mechatronics*, vol. 18, no. 1, pp. 1-12, 2008.

[67] C. I-Fang, C. Hung-Hsiang, and L. Chin-Teng, “Fuzzy control of a six-degree motion platform with stability analysis,” in *IEEE SMC’99 Conference Proceedings. 1999 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (Cat. No.99CH37028)*, 1999, vol. 1, pp. 325-330.

[68] H.-P. Wang, “Design of fast fuzzy controller and its application on position control of DC motor,” in *2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet)*, 2011, pp. 4902-4905.

[69] P. Thepsatorn, A. Numsomran, V. Tipsuwanporn, and T. Teanthong, “DC motor speed control using fuzzy logic based on Labview,” in *SICEICASE 2006 International Joint Conference*, 2006, pp. 3617–3620.

[70] T. Březina et al., “VIRTUAL DESIGN OF INDUSTRIAL MANIPULATOR USING MECHATRONIC APPROACH,” in *Proceedings of the International Conference on Advances in Mechatronics 2011 (AIM 11)*, Brno: Expertia o.p.s., 2011, p. 6.

[71] L. A. Zadeh, “Fuzzy sets,” *Information and Control*, vol. 8, no. 3, pp. 338-353, 1965.

[72] E. H. Mamdani, “Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant,” *Proceedings Of The Institution Of Electrical Engineers*, vol. 121, no. 12, pp. 1585-1588, 1974.

[73] E. Mamdani and S. Assilian, “An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller,” *International Journal of ManMachine Studies*, vol. 7, no. 1, pp. 1-13, 1975.

[74] R.-E. Precup and H. Hellendoorn, “A survey on industrial applications of fuzzy control,” *Computers in Industry*, vol. 62, no. 3, pp. 213-226, 2010.

[75] O. Modrlák, *FUZZY ŘÍZENÍ A REGULACE*. Liberec: Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií, 2004, p. 27.

[76] P. Pivoňka, *Vyšší formy řízení*. Brno: FSI VUT Brno, 2003.

[77] K. Michels, F. Klawonn, R. Kruse, and A. Nürnberger, *Fuzzy Control*. Berlin: Springer-Verlag, 2006, p. 411.

[78] J. Kluska, *Analytical methods in fuzzy modeling and control*. Springer Verlag, 2009.

[79] Gang Feng, *Analysis and Synthesis of Fuzzy Control Systems: A Model-Based Approach*. Hong Kong: CRC Press, 2010, p. 299.

[80] M. Sugeno and T. Taniguchi, “On improvement of stability conditions for continuous Mamdani-like fuzzy systems.,” *IEEE transactions on systems man and cybernetics Part B Cybernetics a publication of the IEEE Systems Man and Cybernetics Society*, vol. 34, no. 1, pp. 120-131, 2004.

[81] P. Pivonka, “Comparative analysis of fuzzy PI/PD/PID controller based on classical PID controller approach,” in *2002 IEEE World Congress on Computational Intelligence. 2002 IEEE International Conference on Fuzzy Systems. FUZZ-IEEE’02. Proceedings (Cat. No.02CH37291)*, vol. 1, pp. 541-546.

[82] T. Takagi and M. Sugeno, “Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control,” *Ieee Transactions On Systems Man And Cybernetics*, vol. 15, no. 1, pp. 116-132, 1985.

[83] MATLAB, *Fuzzy Logic Toolbox™ User’s Guide*. 2011.

[84] R. Babuska, “An overview of fuzzy modeling for control,” *Control Engineering Practice*, vol. 4, no. 11, pp. 1593-1606, 1996.

[85] A. Sala, T. Guerra, and R. Babuska, “Perspectives of fuzzy systems and control,” *Fuzzy Sets and Systems*, vol. 156, no. 3, pp. 432-444, 2005.

[86] L. T. Koczy, “Fuzzy if-then rule models and their transformation into one another,” *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics - Part A: Systems and Humans*, vol. 26, no. 5, pp. 621-637, 1996.

[87] J. R. Jang, “ANFIS: Adaptive Neural-based Fuzzy Inference System,” *IEEE Trans on SMC*, vol. 23, no. 3, pp. 665-683, 1993.

[88] T. A. Johansen, R. Shorten, and R. Murray-Smith, “On the interpretation and identification of dynamic Takagi-Sugeno fuzzy models,” *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, vol. 8, no. 3, pp. 297-313, 2000.

[89] K. Tanaka and H. O. Wang, *Fuzzy Control Systems Design and Analysis: A Linear Matrix Inequality Approach*. New York: John Wiley & Sons, 2001.

[90] J. A. Roubos, S. Mollov, R. Babuska, and H. B. Verbruggen, "Fuzzy model-based predictive control using Takagi–Sugeno models," *International Journal of Approximate Reasoning*, vol. 22, no. 1–2, pp. 3-30, 1999.

[91] J. Abonyi, L. Nagy, and F. Szeifert, "Fuzzy model-based predictive control by instantaneous linearization," *Fuzzy Sets and Systems*, vol. 120, no. 1, pp. 109-122, 2001.

[92] A. Rubaai, D. Ricketts, and M. D. Kankam, "Development and implementation of an adaptive fuzzy-neural-network controller for brushless drives," *Conference Record of the 2000 - IEEE Industry Applications Conference 35th IAS Annual Meeting and World Conference on Industrial Applications of Electrical Energy*, vol. 00, no. 2, pp. 441-447, 2002.

[93] L. Faa-Jeng, "Fuzzy adaptive model-following position control for ultrasonic motor," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 12, no. 2, pp. 261-268, Mar. 1997.

[94] J. Pikula, "Návrh absolutních snímačů polohy s Hallovými sondami," Vysoké učení technické v Brně, 2009.

[95] P. Houška, T. Brezina, and L. Brezina, "Design and Implementation of the Absolute Linear Position Sensor for the Stewart Platform," in *8th International Conference on Mechatronics*, 2009, pp. 347-352.

[96] L. Březina, O. Andrš, and T. Březina, "NI LabView — Matlab SimMechanics Stewart platform design," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 2, pp. 235-242, 2008.

[97] K. Liu, J. M. Fitzgerald, and F. L. Lewis, "Kinematic analysis of a Stewart platform manipulator," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 40, no. 2, pp. 282-293, 1993.

[98] M. Sugeno, "Industrial Applications of Fuzzy Control," *Industrial Applications of Fuzzy Control*. North-Holland, p. 269, 1985.

[99] O. Andrš, J. Vetiška, P. Houška, and T. Březina, "Řídicí systém Stewartovy platformy," Brno, 2010.

[100] Andrš Ondřej, "IMPLEMENTATION OF A CONTROL DEVICE FOR A LINEAR MECHANICAL ACTUATOR," in *LVEM 2009*, Brno: Department of Power Electrical and Electronic Engineering, FEEC BUT, 2009, p. 2.

[101] O. Andrš and T. Březina, "Výkonový modul pro řízení DC motorů do 500W," Brno, 2009.

[102] O. Andrs, L. Brezina, and P. Houška, "Position control design of a linear mechanical actuator," in *Výpočtová mechanika 2008*, 2008.

[103] O. Andrš, L. Březina, and J. Vetiška, “Position control implementation of a linear mechanical actuator,” in *12th International Symposium Mechatronika 2009*, 2009.

[104] J. Mao, H. Tachikawa, and A. Shimokohbe, “Precision positioning of a DC-motor-driven aerostatic slide system,” *Precision Engineering*, vol. 27, no. 1, pp. 32-41, 2003.

[105] K. K. Ahn and D. Q. Truong, “Online tuning fuzzy PID controller using robust extended Kalman filter,” *Journal of Process Control*, vol. 19, no. 6, pp. 1011-1023, 2009.

[106] O. Andrš and T. Březina, “Simulace řízení lineárního pohonu,” in *AUTOMATIZÁCIA A RIADENIE V TEÓRII A PRAXI 2010*, 2010.

[107] O. Andrš and T. Březina, “SIMULACE ŘÍZENÍ LINEÁRNÍHO POHONU,” *Strojárstvo/ Strojírenství*, vol. 5, no. 15, pp. 50-54, 2010.

[108] T. Brezina and L. Brezina, “Controller design of the Stewart platform linear actuator,” in *Recent Advances in Mechatronics*, 2009, pp. 341-346.

[109] O. Andrš and T. Březina, “Design of fuzzy logic controller for DC motor,” in *Mechatronics Recent Technological and Scientific Advances*, Varšava: Springer, 2011, 2011, pp. 9-18.

[110] S. A. Bazaz and B. Tondu, “Minimum time on-line joint trajectory generator based on low order spline method for industrial manipulators,” *Robot Auton Syst 1999*, vol. 29, no. 4, pp. 257–268, 1999.

[111] A. Piazzi and A. Visioli, “Global minimum-jerk trajectory planning of robot manipulators,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 47, no. 1, pp. 140-149, 2000.

[112] J. W. Jeon and Y. Y. Ha, “A generalized approach for the acceleration and deceleration of industrial robots and CNC machine tools,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 47, no. 1, pp. 133-139, 2000.

[113] O. Andrs and T. Brezina, “Controller Implementation of the Stewart Platform Linear Actuator ,” in *Annals of DAAAM for 2010 & Proceedings of the 21st International DAAAM Symposium*, 2010, pp. 1357-1359.

[114] O. Andrš and J. Kovář, “Design of Scan Machine for Image Cataloging,” in *In Annals Of DAAAM for 2011 & Proceedings of the 22nd International DAAAM Symposium*, 2011, pp. 855-856.

[115] J. Kovář and Andrs, O., “Particle Swarm Optimization Technique Applied To Image Recognition Using Delta Robot,” in *In Proceedings of 17th International Conference on Soft Computing*, 2011, pp. 67-72.

Seznam obrázků

Obr. 1 Stewartova platforma 9
Obr. 3 Schéma upínání vzorků 10
Obr. 4 Mechatronický systém 11
Obr. 5 V model 12
Obr. 6 Vývojové etapy konstrukce mechanismu 14
Obr. 7 Typy mechanismů dle kinematického uspořádání [21], [22], [23] 15
Obr. 8 Naklápěcí plošina pro zábavní průmysl (US Patent No. 1,789,680) [24] 16
Obr. 9 Robot na stříkání barev (US Patent No. 2,286,571) [25], [26] 16
Obr. 10 Tire-Testing Machine [7],[27] 17
Obr. 11 První letecký simulátor [28], [27] 17
Obr. 12 Elektrické pohony [30], [31] 18
Obr. 13 Kosimulace 22
Obr. 14 Základní zapojení fuzzy regulátoru 23
Obr. 15 Standardní funkce příslušnosti 24
Obr. 16 Schéma fuzzy regulátoru typu PI 25
Obr. 17 Schéma fuzzy regulátoru typu PD 26
Obr. 18 Metody nejvýznamnějšího maxima 27
Obr. 19 Metoda těžiště plochy 27
Obr. 20 Konstrukční návrh Stewartovy platformy 29
Obr. 21 Prototyp Stewartovy platformy 29
Obr. 22 Detail jednoho ramene mechanismu 30
Obr. 23 Lineární pohon na testovacím přípravku 30
Obr. 24 Výkres platformy 32
Obr. 25 Výkres báze 33
Obr. 26 Schéma prostorové transformace 34
Obr. 27 Model zjednodušeného mechanismu 34
Obr. 28 Model nezjednodušeného ramene 35
Obr. 29 Výkres umístění pomocných bodů báze 36
Obr. 30 Definice lokálních souřadných systému ramen 37
Obr. 31 Model nezjednodušeného mechanismu 38
Obr. 32 Simulační program pro porovnání modelů 38
Obr. 33 Graf požadované polohy a natočení platformy 39
Obr. 34 Graf chyby zjednodušeného kinematického modelu 39
Obr. 35 Testovací aplikace kinematických modelů 40
Obr. 36 Simulační model pro ověření přímé kinematiky FIS 41
Obr. 37 Srovnání požadovaných poloh a natočení s počítanými pomocí FIS 42
Obr. 38 Detail srovnání požadovaných poloh s počítanými pomocí FIS 43
Obr. 39 Detail srovnání požadovaných natočení s počítanými pomocí FIS 44
Obr. 40 Přehled vstupních funkcí příslušnosti pro výpočet souřadnice x 45
Obr. 41 Blokové schéma zapojení obslužné elektroniky s první verzí zásuvného modulu 46
Obr. 42 Detail výkonové jednotky 47
Obr. 43 Blokové schéma zapojení druhé verze zásuvného modulu 48
Obr. 44 Detail druhé verze zásuvného modulu 48
Obr. 45 Konstrukce obslužné elektroniky 48
Obr. 46 Schéma simulačního modelu 49
Obr. 47 Vnitřní struktura polohového regulátoru 51
Obr. 48 Vnitřní struktura rychlostního regulátoru 51
Obr. 49 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v modelu s DC motorem 52

Obr. 50 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v modelu s DC motorem 52
Obr. 51 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v modelu s DC motorem 52
Obr. 52 Kosimulační model v MSC ADAMS 53
Obr. 53 Schéma kosimulačního modelu 54
Obr. 54 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v kosimulačním modelu 54
Obr. 55 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu 55
Obr. 56 Vliv poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu 55
Obr. 57 Schéma simulačního modelu pro výpočet trénovacích dat fuzzy regulátoru 56
Obr. 58 Schéma simulačního modelu s fuzzy regulátorem 57
Obr. 59 Vliv změny zátěžného momentu na skokovou odezvu polohy (natočení) stavového a fuzzy regulátoru 57
Obr. 60 Rozdíl průběhů stavového a fuzzy regulátoru v odezvě polohy (natočení) 58
Obr. 61 Průběh chyby polohy fuzzy regulátoru 58
Obr. 62 Schéma kosimulačního modelu s fuzzy regulátorem 59
Obr. 63 Kosimulace vlivu změny zátěžného momentu na skokovou odezvu polohy (natočení) stavového a fuzzy regulátoru 59
Obr. 64 Rozdíl průběhů stavového a fuzzy regulátoru v odezvě polohy (natočení) v kosimulaci 60
Obr. 65 Průběh chyby polohy fuzzy regulátoru v kosimulaci 60
Obr. 66 Schéma simulačního modelu pro výpočet trénovacích dat fuzzy přepínače 61
Obr. 67 Schéma fuzzy přepínače 62
Obr. 68 Průběhy referenčních trajektorií a rampy poruchy v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem 62
Obr. 69 Vliv rampy poruchy na odezvu natočení trajektorie sinus, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem 63
Obr. 70 Vliv poruchy na odezvu natočení trajektorie rampa, průběh chyby polohování v kosimulačním modelu s fuzzy přepínačem 63
Obr. 71 Architektura řídicího systému 64
Obr. 72 Ukázka části implementace stavových regulátorů 65
Obr. 73 Ukázka části programu pro FPGA 65
Obr. 74 Schéma základních pohybů testovacího zařízení 66
Obr. 75 Průběhy požadované polohy a natočení pohyblivé platformy 67
Obr. 76 Průběhy korespondujících požadovaných změn délek jednotlivých ramen testovacího zařízení vzhledem k délkám v pracovním bodě 67
Obr. 77 Průběh korespondující dosažené změny délky prvního ramene vzhledem k délce v pracovním bodě, zatížení 800 N 68
Obr. 78 Rozdíl požadované a dosažené změny délky prvního ramene 68
Obr. 79 Model delta robotu 72

Seznam tabulek

Tab. 1 Dvoudimenzionální báze pravidel pro PI regulátor 25
Tab. 2 Souřadnice bodů platformy v SSP 31
Tab. 3 Souřadnice bodů základny v SSB 32
Tab. 4 Souřadnice pomocných bodů M v SSB 36
Tab. 5 Časy výpočtů kinematických modelů 39
Tab. 6 Rozsahy jednotlivých souřadnic 41
Tab. 7 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro přímou úlohu kinematiky 42
Tab. 8 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro návrh fuzzy regulátoru 56
Tab. 9 Přehled parametrů inferenčních mechanismů pro návrh fuzzy přepínače 62

Seznam příloh

Příloha A Návrh zapojení výkonové jednotky a zásuvných modulů

A1 Návrh zapojení a DPS výkonové jednotky

Analogová část

Digitální část

A2 Návrh zapojení a DPS první verze zásuvného modulu

A3 Návrh zapojení a DPS druhé verze zásuvného modulu

Příloha B Datový nosič

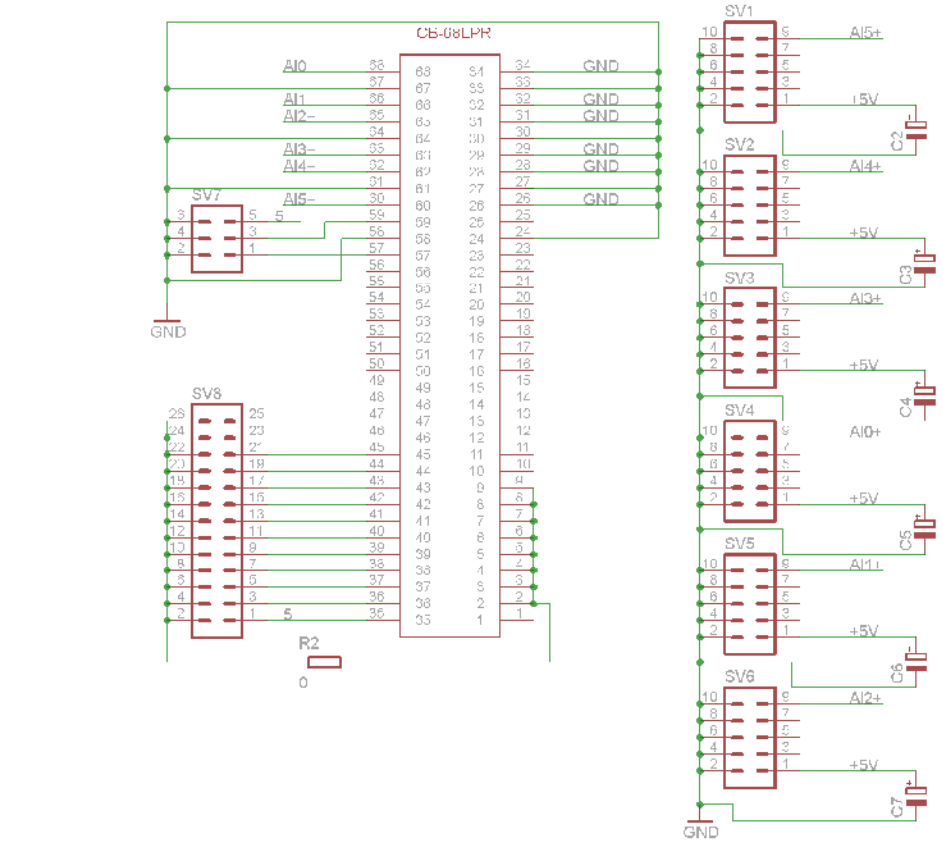
Digitální verze práce

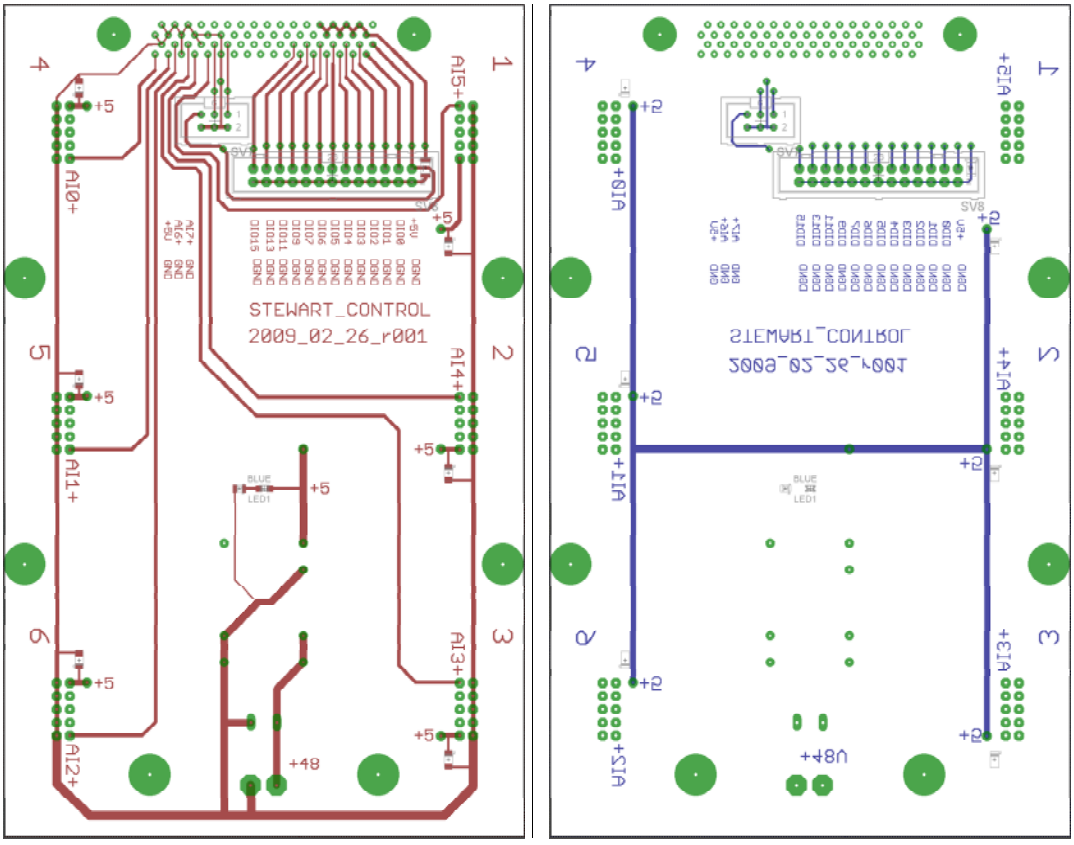
Videozáznam experimentu

Příloha A Návrh zapojení výkonové jednotky a zásuvných modulů

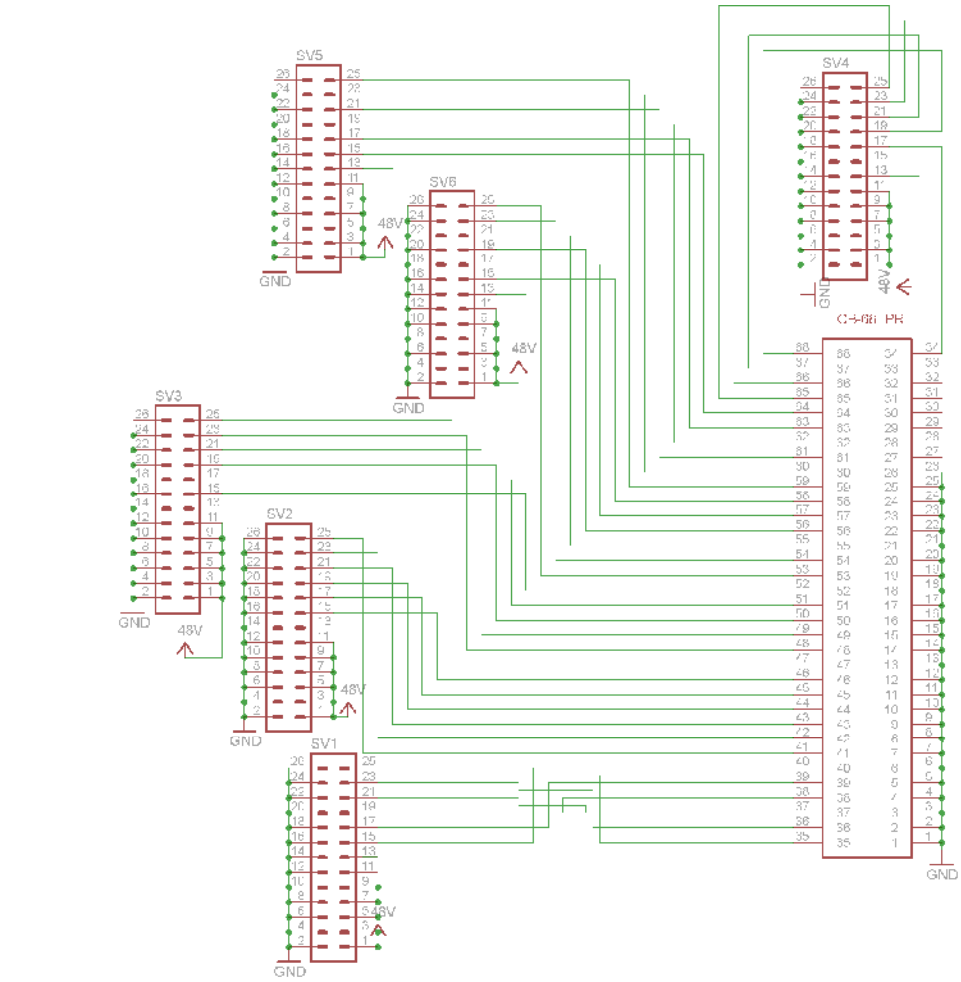
A1 Návrh zapojení a DPS výkonové jednotky

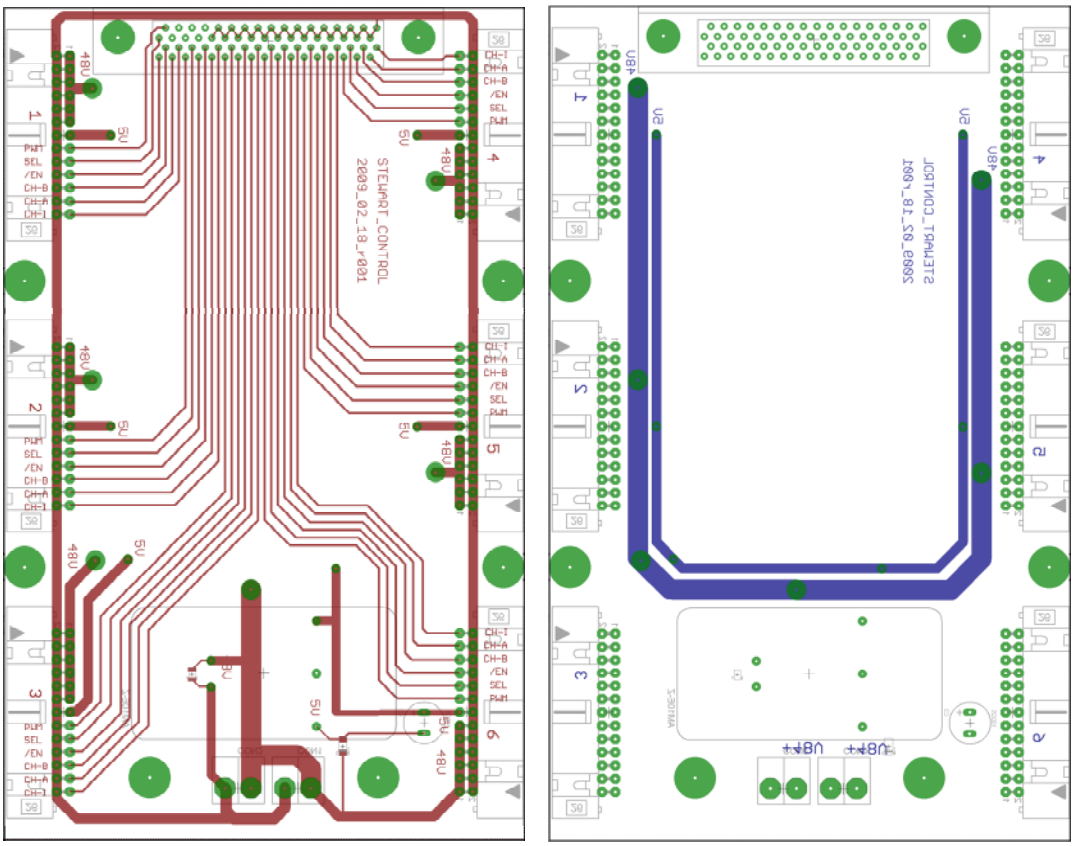
Analogová část



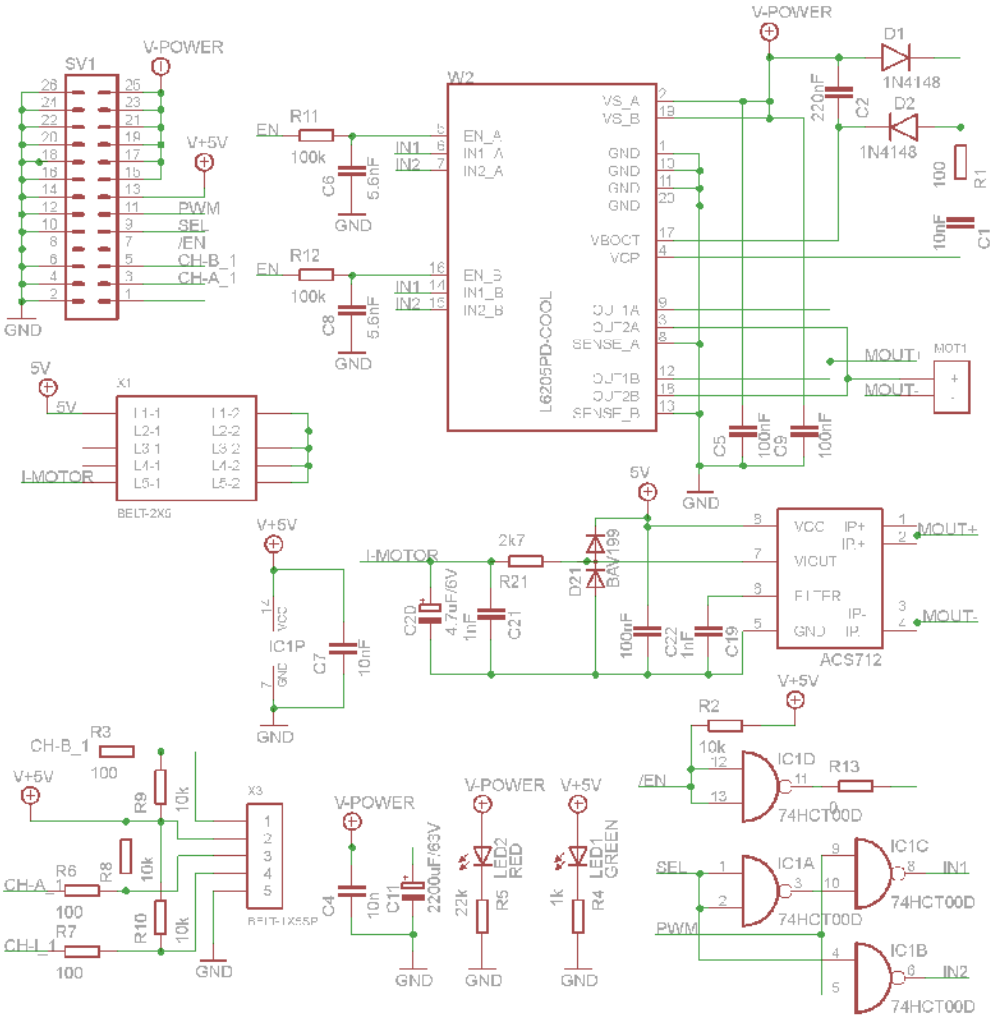


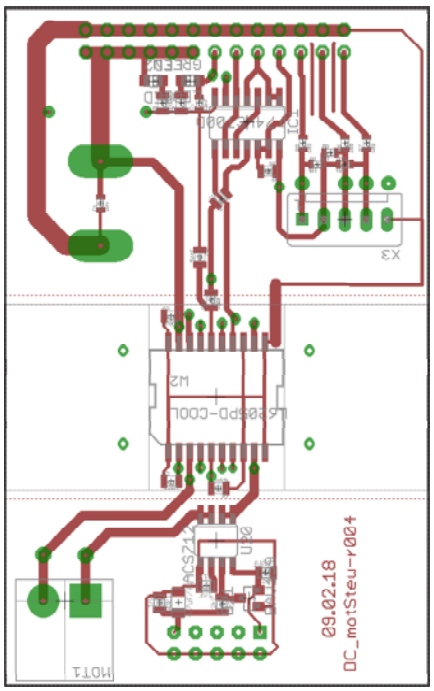
Digitální část

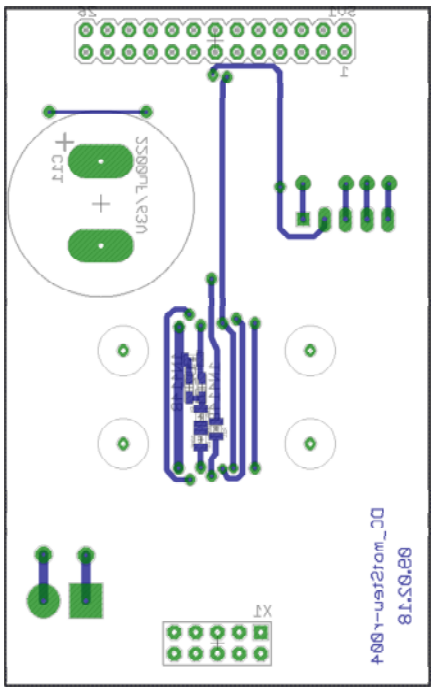




A2 Návrh zapojení a DPS první verze zásuvného modulu







A3 Návrh zapojení a DPS druhé verze zásuvného modulu

