

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Zlepšení regulačních vlastností pohonů obráběcích strojů

2022

Bc. Vojtěch Mareš

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mareš** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **475041**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Zlepšení regulačních vlastností pohonů obráběcích strojů

Název diplomové práce anglicky:

Improving the control performance of machine tool drives

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Téma je zaměřeno na zlepšení regulačních vlastností pohonů obráběcích strojů s využitím metod, které vycházejí z běžné kaskádní regulace.;
Osnova práce: Zpracujte rešerši metod řízení pohonů obráběcích strojů, které vycházejí z běžné kaskádní regulace polohy (úpravy, rozšíření). Popište možnosti tvorby simulačních modelů pohonů lineárních posuvových os včetně regulace.
Vytvořte model testovací posuvové osy s běžným řízením. Otestujte na vytvořeném modelu upravené řízení, které bude vycházet minimálně z jedné zvolené metody dle rešerše. Porovnejte přínosy nasazení upraveného řízení; Rozsah textové části: 60-80 stran;

Seznam doporučené literatury:

ALTINTAS, Yusuf; VERL, Alexander; BRECHER, Christian; URIARTE, Luis; PRITSCHOW, Günther. Machine tool feed drives. CIRP annals. 2011, vol. 60, No. 2, s. 779–796.
SUN, Zheng; PRITSCHOW, Günter; ZAHN, Peter; LECHLER, Armin. A novel cascade control principle for feed drives of machine tools. CIRP Annals. 2018, vol. 67, No. 1, s. 389–392.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Lukáš Novotný, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

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

Ing. Jan Ferkl ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022** Termín odevzdání diplomové práce: **25.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2022**

Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 25. 7. 2022

.....
podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Lukáši Novotnému, Ph.D, za jeho čas, který mi byl ochoten věnovat, za odborné rady, vedení a vstřícnost při vypracovávání této práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi práce Ing. Janu Ferklovi a Ing. Vojtěchu Matyskovi, Ph.D. za odborné rady a vstřícnost. Také bych rád velmi poděkoval své rodině za podporu při tvorbě práce a celém studiu.

Anotace

Autor:	Bc. Vojtěch Mareš
Název DP:	Zlepšení regulačních vlastností pohonů obráběcích strojů
Rozsah práce:	82 str., 69 obr., 4 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2021/2022
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú 12135 - Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jan Ferkl
Využití:	Řízení modelu pohybové osy s kuličkovým šroubem alternativními metodami kaskádní regulace
Klíčová slova:	Kaskádní polohová regulace, pohony obráběcích strojů, zvyšování dynamiky pohonů, zlepšení regulačních vlastností, model pohonu
Anotace:	Diplomová práce se zabývá metodami řízení pohonů obráběcích strojů, které vycházejí z běžné kaskádní regulace polohy a jsou doplněny o její úpravy a rozšíření. Následně byly vybrány dvě metody regulace, otestovány na dvou mechanických modelech. Metody byly srovnány s běžnou kaskádní regulací a byly vyhodnoceny jejich přínosy.

Annotation

Author:	Bc. Vojtěch Mareš
Title of Master Thesis:	Improving the control performance of machine tool drives
Extent:	82 p., 69 fig., 4 tab.
Academic year:	2021/2022
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú 12135 - Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Consultant:	Ing. Jan Ferkl
Application:	Alternative cascade control method of mathematical model of machine tool axis with ball screw
Keywords:	Cascade position control, machine tool drives, increasing the dynamics of drives, improving of control properties, drive model
Annotation:	Diploma thesis deals with control methods of machine tool drives which are based on commonly used cascade control and improves it or extends it. Two of the improved methods were chosen and tested on two mathematical models of axis. Methods were compared with common cascade control and their benefits were discussed.

Obsah

Přehled použitých symbolů a veličin	9
Přehled použitých zkratk	13
1 Úvod	14
2 Cíle práce	15
3 Stav řešené problematiky	16
3.1 Průmyslový standard kaskádní regulace	16
3.1.1 Úvod	16
3.1.2 Řízení průběhu zrychlení a ryvu	18
3.1.3 Filtrace signálu	19
3.1.4 Feedforward	22
3.1.5 Speciální funkce řídicích systémů	24
3.2 Rozšíření kaskádní regulace	25
3.2.1 Akcelerační zpětná vazba	25
3.2.2 Tři polohové vazby	25
3.2.3 Přídavná rychlostní zpětná vazba	26
3.3 Způsob modelování pohonů	28
3.3.1 Dvoumotový systém	28
3.3.2 Vícemotový systém	30
3.3.3 Model s větším množstvím konečných prvků a zahrnutím vnějších sil	32
3.3.4 Software pro modelování	33
3.4 Shrnutí rešeršní části	34
4 Vlastní řešení	36
4.1 Dvoumotový systém	36
4.1.1 Běžná kaskádní regulace	38

4.1.2	Přídavná rychlostní zpětná vazba	41
4.1.3	Metoda regulace se třemi polohovými vazbami	42
4.1.4	Srovnání běžné kaskádní regulace s vybranými metodami regulace	43
4.1.5	Zvýšení hmotnosti m_2	48
4.1.6	Zhodnocení výsledků regulace dvouhmotového systému	52
4.2	Model osy s kuličkovým šroubem	55
4.2.1	Tvorba modelu pohybové osy	56
4.2.2	Verifikace modelu	58
4.2.3	Běžná kaskádní regulace	62
4.2.4	Přídavná rychlostí zpětná vazba	66
4.2.5	Metoda regulace se třemi polohovými vazbami	69
4.2.6	Zhodnocení výsledků	73
5	Závěr	75
	Seznamy	77
	Seznam použité literatury	77
	Seznam použitého softwaru	79
	Seznam obrázků	79
	Seznam tabulek	82
	Seznam příloh	82

Přehled použitých symbolů a veličin

Veličina	Jednotka	Význam
b	$[N\ s/m]$	konstanta tlumení translačního pohybu
b_{rot}	$[N\ m\ s/rad]$	konstanta tlumení rotačního pohybu
BW	$[Hz]$	propustné pásmo
f	$[rad/s]$	frekvence
\mathbf{f}		vektor vnějších sil
h	$[m/rad]$	stoupání kuličkového šroubu
k_A	$[N/m]$	axiální tuhost
k_{Aij}	$[N/m]$	axiální tuhost elementu kuličkového šroubu
k_{AL}	$[N/m]$	tuhost axiálního ložiska
$k_{kš}$	$[N/m]$	axiální tuhost kuličkového šroubu
k_T	$[N\ m/rad]$	torzní tuhost
k_{Tc}	$[N\ m/rad]$	torzní tuhost spojky
k_{Tij}	$[N\ m/rad]$	torzní tuhost elementu kuličkového šroubu
k_M	$[N/m]$	tuhost kuličkové matice
k_Σ	$[N/m]$	složená tuhost
l	$[m]$	délka elementu kuličkového šroubu
l_p	$[m]$	počáteční délka kuličkového šroubu
l_M	$[m]$	přírůstek polohy kuličkové matice
m	$[kg]$	hmotnost
m_1	$[kg]$	hmotnost první hmoty
m_2	$[kg]$	hmotnost druhé hmoty
m_{ij}	$[kg]$	hmotnost elementu kuličkového šroubu
m_L	$[kg]$	hmotnost stolu
m_o	$[kg]$	hmotnost obrobku
n	$[-]$	počet konečných prvků nahrazujících kuličkový šroub
p	$[-]$	převod vloženého převodu
s	$[-]$	Laplaceův operátor
v_1	$[m/s]$	rychlost první hmoty
v_2	$[m/s]$	rychlost druhé hmoty

Veličina	Jednotka	Význam
v_M	$[m/s]$	rychlost motoru
$v_{žád}$	$[m/s]$	žádaná rychlost
x_1	$[m]$	poloha první hmoty
x_2	$[m]$	poloha druhé hmoty
x_s	$[m]$	poloha matice dvouhmotového systému
x_L	$[m]$	poloha stolu
$x_{žád}$	$[m]$	žádaná poloha
A	$[dB]$	amplituda
\mathbf{B}		matice tlumení
E	$[Pa]$	Yungův modul pružnosti v tahu
\mathbf{E}		jednotková matice
F_3	$[N]$	síla působící na kuličkovou matici
F_I		přenos náhrady proudové regulace
F_L	$[N]$	síla působící na stůl
F_{lp}		přenos filtru typu dolní propust
F_M	$[N]$	síla lineárního motoru
F_n		přenos pásmové zádrže
F_{PI}		přenos PI regulátoru
F_{POL}		přenos polohové smyčky
F_v		přenos rychlostní smyčky
F_Z	$[N]$	síla zatěžující stůl
G	$[Pa]$	modul pružnosti ve smyku
I_{sk}	$[A]$	skutečný proud
$I_{žád}$	$[A]$	žádaný proud
J	$[kg\ m^2]$	moment setrvačnosti
\mathbf{G}		matice frekvenční dynamické poddajnosti
J_C	$[kg\ m^2]$	moment setrvačnosti spojky
J_M	$[kg\ m^2]$	moment setrvačnosti motoru
J_p	$[m^4]$	polární kvadratický moment
\mathbf{K}		matice tuhosti
K_F	$[N/A]$	silová konstanta lineárního motoru

Veličina	Jednotka	Význam
K_M	$[Nm/A]$	momentová konstanta motoru
K_P	$[A s/m]$	zesílení rychlostní smyčky
K_{PA}	$[s^{-1}]$	zesílení přídavné polohové smyčky
K_{PI}	$[s^{-1}]$	zesílení proudové smyčky
K_{Pkrit}	$[s^{-1}]$	kritické zesílení rychlostní smyčky na mezi stability
K_{PV}	$[-]$	zesílení přídavné rychlostní smyčky
K_V	$[m/(s m)]$	zesílení polohové smyčky
K_R	$[N/(A kg s^2)]$	celkové zesílení pro jednohmotový systém
\mathbf{K}_{RK}		kondenzovaná matice tuhosti
M_3	$[N m]$	moment šroubu u kuličkové matice
\mathbf{M}		matice hmotnosti
M_K	$[N m]$	krouťící moment
M_{RK}		kondenzovaná matice hmotnosti
S	m^2	plocha průřezu
\mathbf{T}		transformační matice kondenzace
T_{NI}	$[s]$	časová konstanta regulátoru proudu
T_N	$[s]$	časová konstanta rychlostního regulátoru
ω_M	$[rad/s]$	úhlová frekvence rotoru motoru
$\omega_{žad}$	$[rad/s]$	žádaná úhlová frekvence
φ	$[rad]$	natočení
φ_M	$[rad]$	natočení rotoru motoru
ξ	$[-]$	poměrné tlumení
ξ_I	$[-]$	poměrné tlumení proudové regulace
ξ_F	$[-]$	poměrné tlumení smyčky
Ω_I	$[rad/s]$	vlastní frekvence proudové regulace
Ω_F	$[rad/s]$	vlastní frekvence smyčky
Ω_L	$[rad/s]$	antirezonanční frekvence
ξ	$[-]$	relativní tlumení
ξ_I	$[-]$	relativní tlumení proudové regulace
ξ_F	$[-]$	relativní tlumení smyčky
Ω_I	$[rad/s]$	vlastní frekvence proudové regulace

Veličina	Jednotka	Význam
Ω_F	$[rad/s]$	vlastní frekvence smyčky
Ω_L	$[rad/s]$	antirezonanční frekvence
Ω_r	$[rad/s]$	vlastní frekvence mechanické soustavy
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
Δ_x	$[m]$	regulační odchylka polohy
Δ_v	$[m/s]$	regulační odchylka rychlosti

Přehled použitých zkratek

Zkratka **Význam**

P regulátor s proporcionální složkou

PI regulátor s proporcionální a integrační složkou

STD3 testovací stand pohybové osy v laboratořích RCMT

1 Úvod

V průmyslových aplikacích je při obrábění v dnešní době kladen velký důraz na produktivitu, přesnost a jakost obroběných povrchů. Kombinace těchto požadavků vyžaduje vysokou dynamiku pohybů stroje při zachování dráhové přesnosti, což klade vysoké nároky na konstrukci stroje a vhodně naladěné pohony pohybových os. Dříve byl jedním z faktorů omezující produktivitu nedostatečný výpočetní výkon řídicích systémů, ovšem dnes je již výpočetní výkon a rychlost taktu regulace taková, že se omezujícím faktorem stávají dynamické vlastnosti mechanické konstrukce stroje.

Ve velkém množství pohybových os je pohyb realizován pomocí kuličkového šroubu s kuličkovou maticí. Servomotorem může být poháněn buď kuličkový šroub, nebo matice, mezi servomotor a poháněný člen se v některých případech vkládá převod (nejčastěji ozubený řemen). Pro řízení pohybových os obráběcích strojů se využívá v průmyslové praxi kaskádní regulace. Jedná se o řízení mechanického systému založené na třech zpětnovazebních smyčkách s jedním proporcionálním regulátorem P a dvěma proporcionálními regulátory s integrační složkou PI. Tato metoda regulace se využívá pro řízení os obráběcích strojů především díky její robustnosti a jednoduchosti ladění. Hlavními požadavky kladenými na regulaci pohybových os jsou: přesné a současně rychlé polohování, kompenzace vnějších poruch (například rezná síla, pasivní odpory).

Jedním z omezení kaskádní regulace je velikost propustného pásma polohové a rychlostní smyčky, velikost propustných pásem je ovlivněna nastaveným zesílením polohové, případně rychlostní smyčky. Zesílení polohové smyčky je limitováno první vlastní frekvencí mechanické stavby pohonu, cílem je toto pásmo rozšířit, tedy utlumit první vlastní frekvenci, což by umožňovalo funkci polohové smyčky při vyšších frekvencích na vstupu. Některé z možných metod rozšíření propustného pásma budou prezentovány v rámci této práce. [1, 2]

2 Cíle práce

První část rešerše této práce si klade za cíl přiblížit čtenáři, jaký je průmyslový standard v kaskádní regulaci se zaměřením na úpravu vstupního signálu a na funkce rozšiřující běžnou kaskádní regulaci. Práce se v této části zaměřuje pouze na výrobce řídicích systémů Siemens a Beckhoff. Siemens byl do rešerše zařazen, jelikož je jedním z nejrozšířenějších řídicích systémů. Výrobce Beckhoff byl zvolen, protože je využitý v testovacím standu, na jehož modelu bude v druhé části práce demonstrována regulace zvolenými metodami. Testovací stand pohybové osy (dále jen STD3) umístěn v laboratořích RCMT disponuje rotujícím kuličkovým šroubem a přímo připojeným motorem přes spojku. Na standu je umístěno také přímé odměřování. Ve druhé části rešerše jsou popsány metody rozšíření kaskádní regulace nalezené ve vědeckých publikacích. Z těchto metod bude následně jedna nebo více vybrána a použita pro modelování ve vlastním řešení. V poslední části rešerše jsou popsány možnosti matematického modelování pohybových os s poháněným kuličkovým šroubem.

Ve druhé části práce bude v prostředí Matlab Simulink pomocí nástroje Simscape vytvořen model standu STD3, který bude propojen s vytvořeným modelem běžné kaskádní regulace. Následně bude vytvořen model dvou dalších způsobů regulací. Vlastnosti modelovaných způsobů regulací budou porovnány mezi sebou a také s výsledky popsány v článcích o vybraných metodách.

3 Stav řešené problematiky

Tato kapitola obsahuje popis kaskádní regulace polohy, rešerši metod řízení pohonů obráběcích strojů, které vycházejí z běžné kaskádní regulace polohy a možnosti tvorby simulačních modelů pohonů lineárních posuvových os včetně regulace.

3.1 Průmyslový standard kaskádní regulace

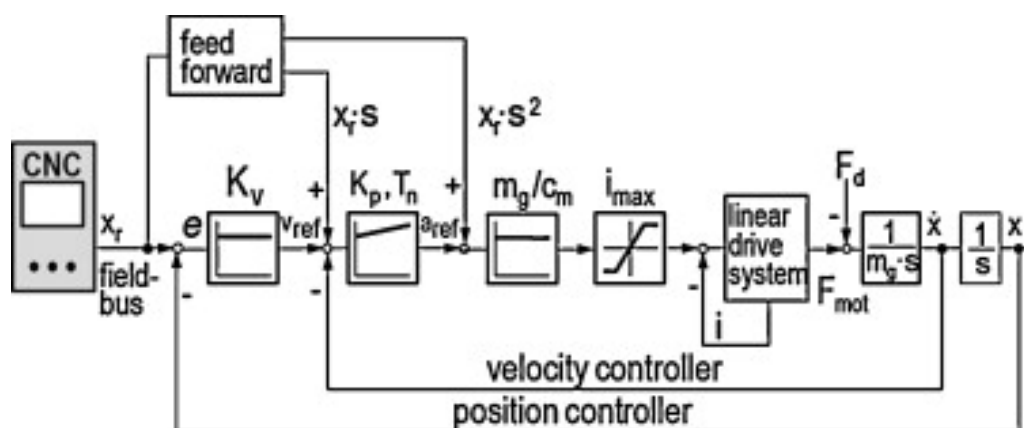
V praxi je dnes pro pohon pohybových os obráběcích strojů využívána výhradně kaskádní regulace, v následující podkapitole bude stručně popsána funkce kaskádní regulace spolu s metodami filtrace signálu, úpravou zrychlení a ryvu, feedforwardy a speciálními funkcemi řídicích systémů.

3.1.1 Úvod

Jak již bylo zmíněno v úvodu, kaskádní regulace je tvořena ze tří zpětnovazebních smyček, které jsou do sebe vnořené, a tří regulátorů (obr. 3.1). Proudová smyčka je vnořena uvnitř rychlostní smyčky, obsahuje PI regulátor se zesílením K_{PI} a časovou konstantou T_{NI} . Chování proudové smyčky bez zahrnutím dopravního zpoždění pulzní šířkové modulace lze přibližně popsat přenosem druhého řádu [1]:

$$F_I(s) = \frac{1}{\frac{s^2}{\Omega_I^2} + \frac{2\xi_I}{\Omega_I} s + 1} \quad (3.1)$$

kde Ω_I je vlastní frekvence proudové smyčky a ξ_I poměrné tlumení. Propustné pásmo proudové smyčky se většinou pohybuje řádově okolo 1 kHz (závisí na konkrétním motoru, měniči a nastavení regulátoru), oproti této hodnotě jsou frekvence ve zbylých smyčkách a v mechanické struktuře nízké, při návrhu regulace tedy lze přenos proudové smyčky v ideálním případě považovat za jednotkový, nebo jej lze nahradit přenosovou funkcí ze vztahu 3.1.



Obr. 3.1: Zjednodušené schéma kaskádní regulace [2]

Rychlostní smyčka je vnořena v polohové a obsahuje PI regulátor se zesílením K_P a časovou konstantou T_N . Zpětná vazba se uzavírá ze snímače umístěného na motoru. Přenosová funkce rychlostní smyčky pro jednotkový přenos proudové smyčky je vyjádřena [1]:

$$F_v(s) = \frac{T_N s + 1}{\frac{s^2}{K_R} + T_N s + 1} \quad (3.2)$$

celkové zesílení K_R pro jednohmotový translační systém lze zapsat jako:

$$K_R = \frac{K_P K_F}{m T_N} \quad (3.3)$$

kde K_F je silová konstanta motoru.

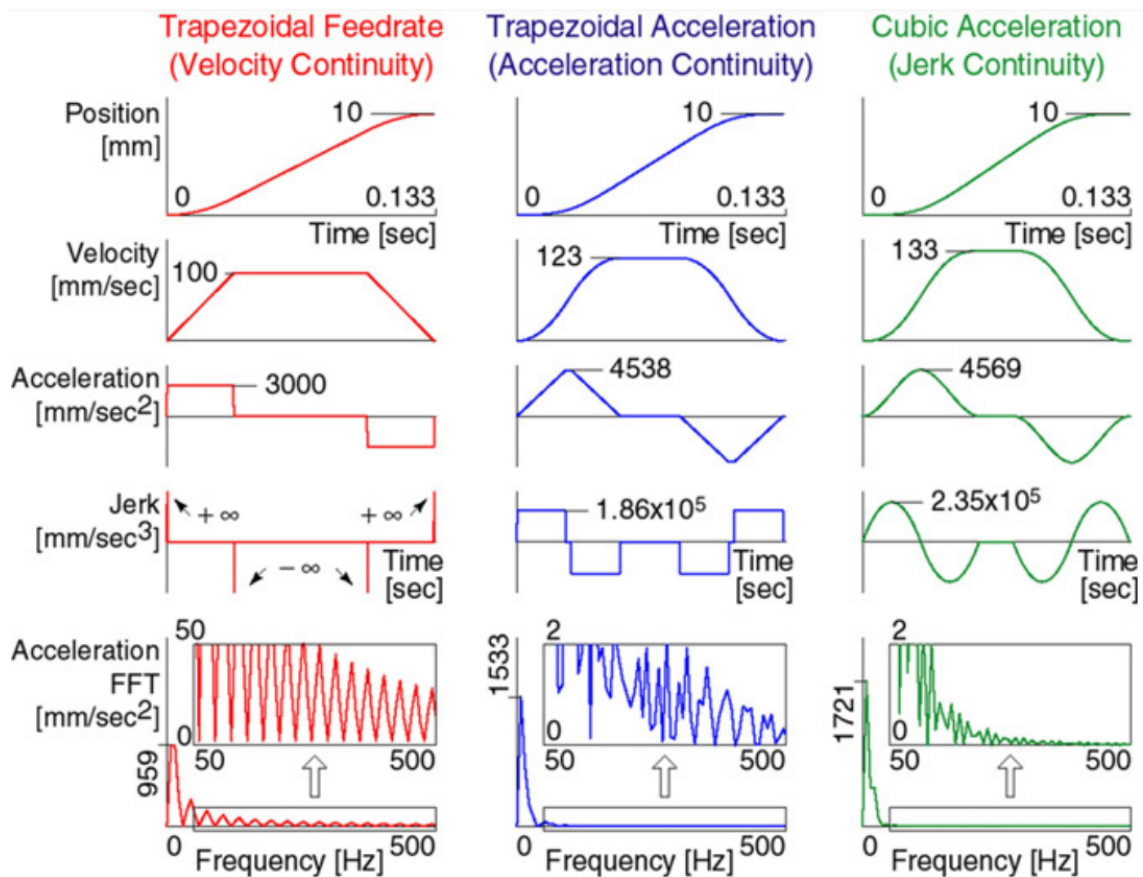
V polohové smyčce je zařazen P regulátor se zesílením K_V , vstupem je signál žádané polohy z řídicího systému. Zpětná vazba se uzavírá buď z motoru (nepřímé odměřování) nebo z lineárního odměřování (přímé odměřování, tzv. pravítko). Polohovou smyčku s jednotkovým přenosem rychlostní smyčky lze zjednodušeně popsat přenosovou funkcí prvního řádu [1]:

$$F_{POL}(s) = \frac{K_V}{s + K_V} \quad (3.4)$$

jedná se o přenos mezi skutečnou a žádanou polohou. Toto zjednodušení přibližně platí ale pouze pro nízké hodnoty zesílení K_V , pro vyšší hodnoty zesílení je potřeba smyčku popsat složitějším matematickým modelem se zahrnutím rychlostní případně i proudové smyčky [1]. Na obr. 3.1 je dále zobrazen rychlostní a proudový feedforward, který je detailněji popsán v kapitole 3.1.4.

3.1.2 Řízení průběhu zrychlení a ryvu

V řídicích systémech obráběcích strojů jsou možná různá nastavení omezení zrychlení a ryvu. Maximální zrychlení je omezeno maximálním momentem motoru. Základním nastavením je nastavení konstantní hodnoty zrychlení a neomezeného (nekonečného) ryvu. Při tomto nastavení ovšem hrozí buzení mechanické struktury stroje na vysokých frekvencích, kdy stroj má "tvrdý" chod, hrozí rázy a vyšší opotřebení mechanických komponent. Další možností je nastavení konstantní hodnoty ryvu. V tomto případě se sníží riziko buzení stroje na vysokých frekvencích, ale při zachování hodnoty zrychlení se zvýší výrobní časy. Obě zmíněné možnosti jsou zobrazeny na obrázku 3.2, poslední zobrazená možnost je nastavení spojitého ryvu. Zde dojde k buzení nejmenším počtem vysokých frekvencí. [3, 2, 4, 5]



Obr. 3.2: Frekvenční spektrum frekvencí, kterými je buzena mechanická struktura stroje při nekonečném, konstantním a spojitým průběhem ryvu. [2]

3.1.3 Filtrace signálu

Filtrace umožňuje potlačení nežádoucích frekvencí v signálu, filtry lze řadit do různých míst regulace, nejčastěji se ovšem řadí před proudovou smyčku a rychlostní smyčku. Před proudovou smyčkou filtry tlumí nebezpečné frekvence, nebo frekvence, které mohou způsobovat pískání. Pískání může být způsobeno nestabilitou v řádu vyšších stovek Hz až jednotek kHz . V rychlostní smyčce mají filtry účinek utlumení nežádoucích frekvencí mechanické struktury. Filtry lze rozdělit na několik základních typů (obr. 3.3):

- Dolní propust (Low-Pass filter, obr.3.3a)
- Horní propust (High-Pass filter, obr.3.3b)
- Pásmová zádrž (Band stop, obr.3.3c, 3.3d)
- Pásmová propust (Band pass)

V kaskádní regulaci se používají především filtry typu dolní propust a pásmová zádrž. Filtrem typu dolní propust je možné utlumit amplitudy nad určitou nastavenou frekvencí, nejčastěji se používá filtr druhého řádu. Pro utlumení výrazných rezonančních frekvencí je vhodné použití filtru typu pásmová zádrž. Použitím těchto filtrů v proudové a rychlostní smyčce je možné docílit zvýšení kritického zesílení polohové a rychlostní smyčky. Filtry se mohou také dělit dle řádu jejich přenosové funkce, který určuje útlum Bodeho diagramu. [1, 7]

Filtr typu dolní propust druhého řádu popisuje například přenosová funkce [1]:

$$F_{lp}(s) = \frac{1}{\frac{1}{\Omega_F^2} s^2 + \frac{2\xi_F}{\Omega_F} s + 1} \quad (3.5)$$

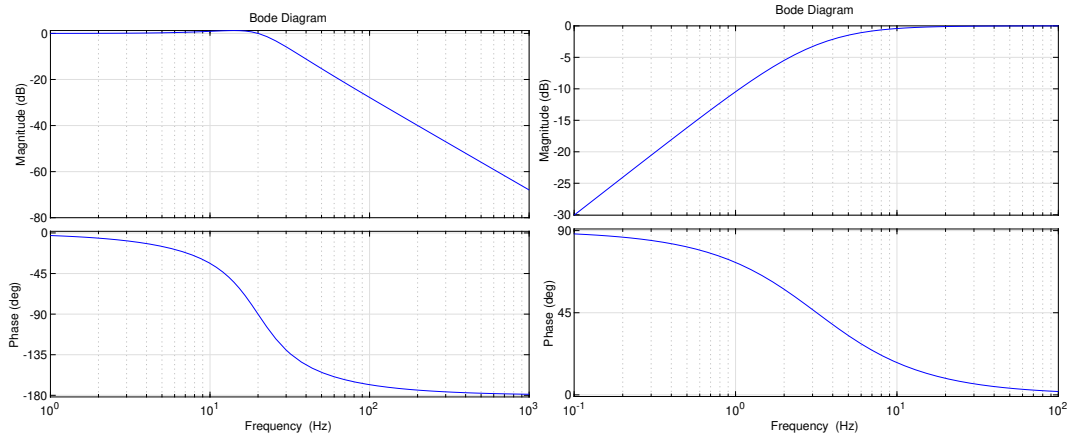
kde Ω_F je vlastní frekvence smyčky a ξ_F tlumení smyčky.

Filtr typu pásmová zádrž je možné popsat přenosovou funkcí [1]:

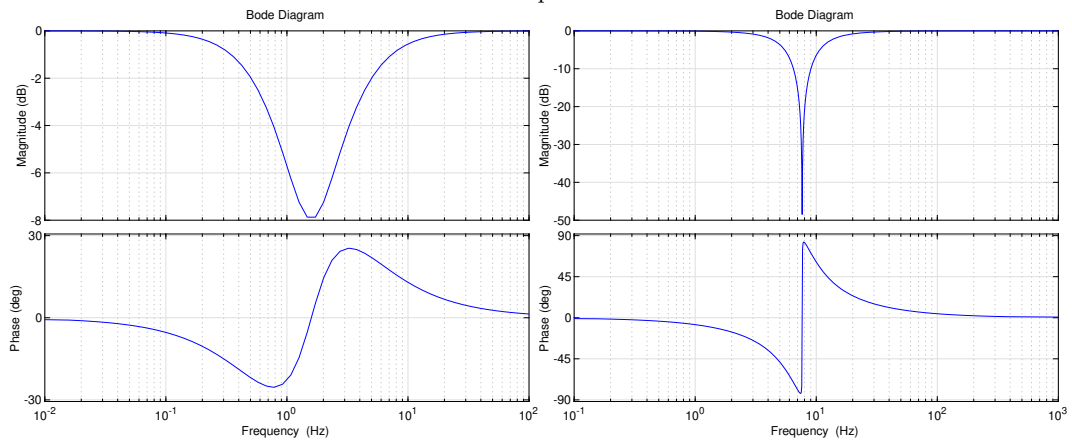
$$F_n(s) = \frac{\frac{1}{\Omega_{F1}^2} s^2 + \frac{2\xi_{F1}}{\Omega_{F1}} s + 1}{\frac{1}{\Omega_{F2}^2} s^2 + \frac{2\xi_{F2}}{\Omega_{F2}} s + 1} \quad (3.6)$$

kde Ω_{F1} , Ω_{F2} určuje tlumenou frekvenci a tlumení ξ_{F1} , ξ_{F2} určuje hloubku a rozevření sedla, detailní popis nastavení parametrů filtru lze dohledat v literatuře [1].

Firma Beckhoff nabízí pro měniče AX5000 k zařazení do rychlostní smyčky tyto typy filtrů: pásmová zádrž, fázový filtr prvního a druhého řádu a dolní propust prvního a druhého řádu [7].



(a) Bode diagram filtru typu dolní propust druhého řádu (b) Bode diagram filtru typu horní propust prvního řádu

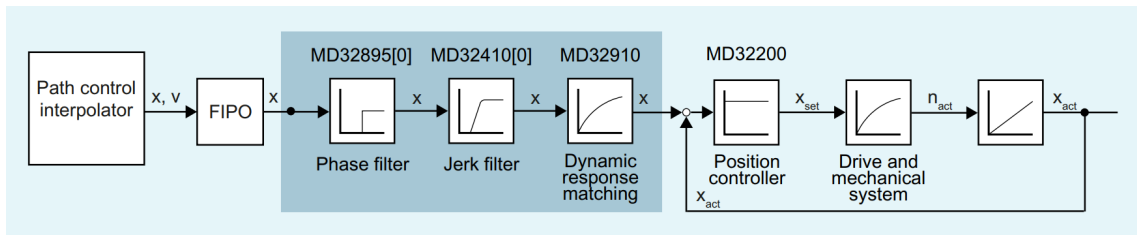


(c) Bode diagram filtru typu pásmová zádrž (d) Bode diagram filtru typu pásmová zádrž s užším rozsahem tlumených frekvencí

Obr. 3.3: Ukázka Bode diagramů jednotlivých typů filtrů [6]

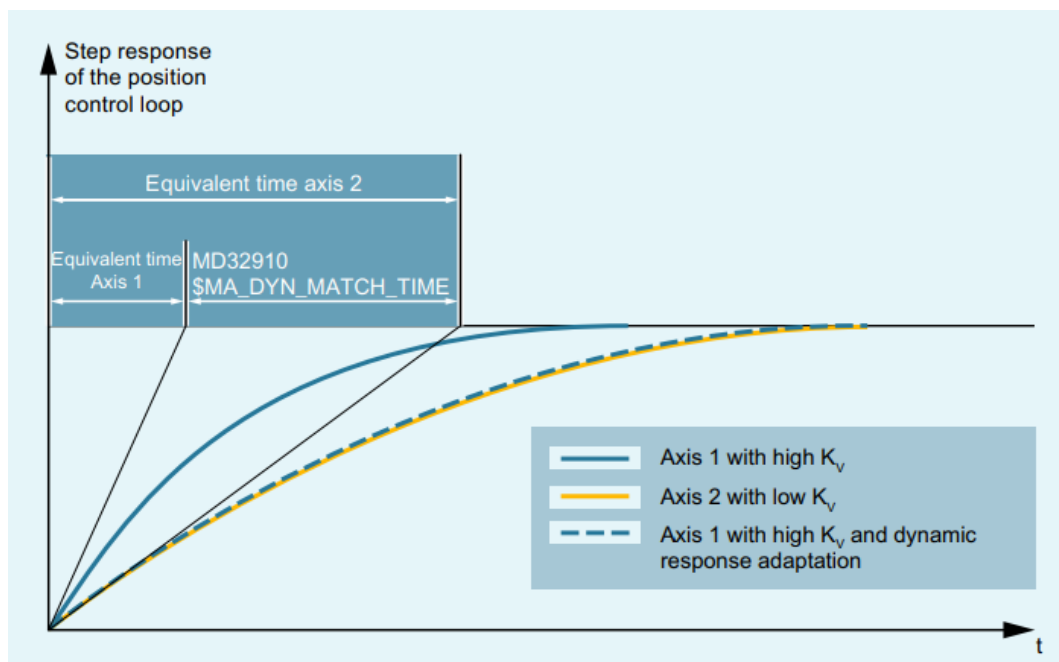
Zařazení filtrů vstupního signálu

V řídicím systému SIEMENS SINUMERIK 840D sl jsou před kaskádní regulaci zařazeny v základní konfiguraci tři filtry (obrázek 3.4): fázový filtr, filtr ryvu a adaptace dynamické odezvy. Filtr ryvu (Jerk filter na obr. 3.4, 3.6), nebo také značený jako position setpoint filter umožňuje vyhlazení drah nástroje a tím snížení vibrací mechanické struktury. Filtr je typu dolní propust, při nastavení vysokých časových konstant nebo v nižších frekvencích se kontura zaobluje výrazněji a je buzeno méně frekvencí, ale zároveň se snižuje přesnost kontury, je tedy potřeba dojít ke kompromisu mezi tlumením a přesností. Fázovým filtrem lze ovlivnit fázovou odezvu regulace, nastavením časové konstanty filtru se určuje zpoždění, se kterým se vykoná pohyb do nastaveného bodu. Společně s filtrem ryvu je možné přizpůsobit amplitudovou odezvu a fázovou odezvu nezávisle na sobě dynamicky nejslabší ose stroje.

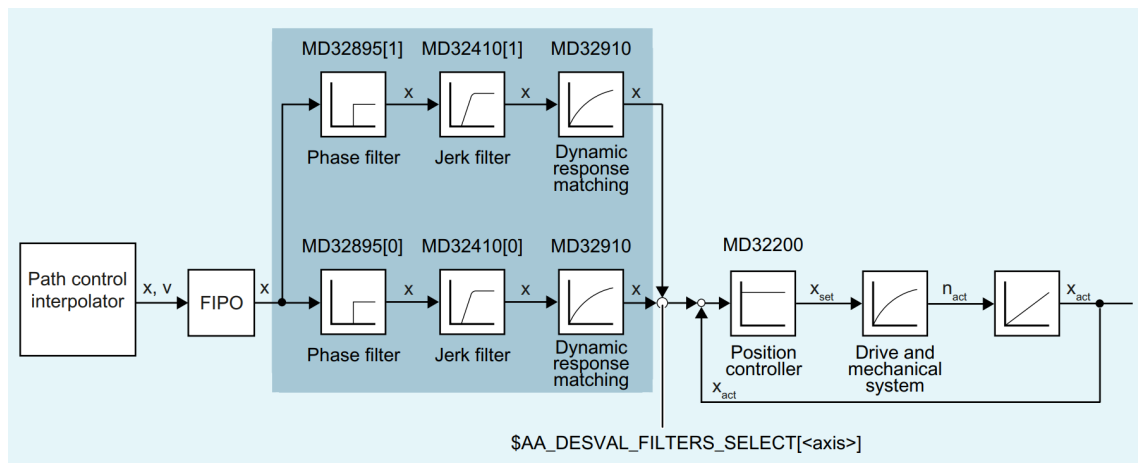


Obr. 3.4: Zjednodušená schéma kaskádní regulace v systému SIEMENS SINUMERIK 840D sl se zobrazením filtrů vstupního signálu [3].

Adaptace dynamické odezvy umožňuje interpolaci os s různým zesílením proporcionálního regulátoru polohové smyčky K_V . Bez této funkce by bylo nutné snížit na některých osách zesílení K_V na úroveň dynamicky nejslabší osy. Na obrázku 3.5 je zobrazen graf reakce dvou interpolujících os na požadavek rampy polohy při použití funkce adaptace dynamické odezvy na ose 1 (modrá) a bez jejího použití. Na obrázku 3.6 je zobrazena konfigurace s možným přepínáním mezi dvěma větvemi filtrů s různým nastavením. Přepínání mezi sadami filtrů je možné v partprogramu. [3]



Obr. 3.5: Graf reakce osy 1 a 2 na požadavek rampy polohy při použití funkce adaptace dynamické odezvy na ose 1 a bez ní [3].

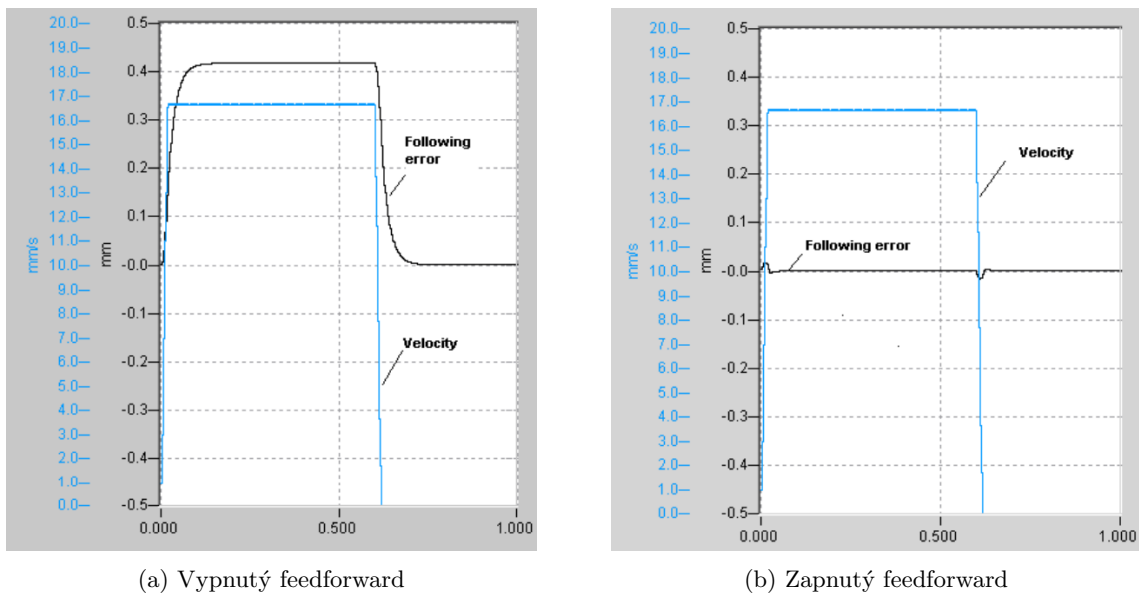


Obr. 3.6: Zjednodušená schéma kaskádní regulace v systému SIEMENS SINUMERIK 840D sl s možností přepínání mezi dvěma sadami filtrů [3].

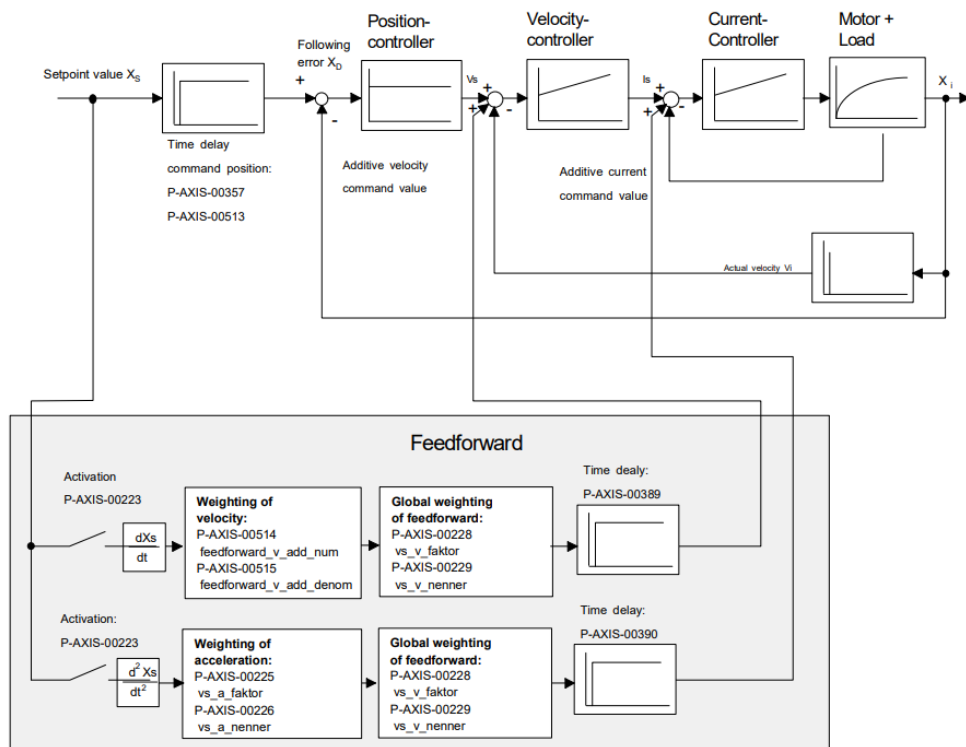
3.1.4 Feedforward

Při interpolaci více os dochází vlivem regulační odchylky k chybám na dráze nástroje, což se může negativně projevit na přesnosti obrobku. Příkladem může být např. nedodržení poloměru při kruhové interpolaci. Pomocí feedforwardu je možné regulační odchylku a s tím i chyby dráhy minimalizovat [8]. Feedforward (dopředná vazba) je možný uplatnit na rychlostní smyčce (rychlostní feedforward) a na proudovou smyčce (silový feedforward) kaskádní regulace. U rychlostního feedforwardu je před vstupem do rychlostního regulátoru přičtena rychlost vypočtená řídicím systémem a vynásobena váhovým koeficientem K_w ($K_w = 0$ pro deaktivovaný feedforward a $K_w = 1$ pro plně aktivní). Při konstantní rychlosti je možné dosáhnout téměř nulové regulační odchylky rychlosti, jak je viditelné na obrázcích 3.7a, 3.7b [9, 8]. Hodnota proudu pro silový feedforward je vypočtena z požadovaného zrychlení, pro správnou funkci je vhodné zahrnout do výpočtu celkový moment setrvačnosti řízené osy. [1]

Feedforward je u výrobců řídicích systémů běžně využíváný, firma Siemens u systému Sinumerik 840D sl využívá běžné schéma feedforwardu s možností aplikovat rychlostní a proudový feedforward a jejich nastavení pomocí váhového koeficientu [9]. Firma Beckhoff u systému TwinCat 3 CNC nabízí jako funkci feedforward rychlosti a proudu, schéma je zobrazené na obrázku 3.8.



Obr. 3.7: Regulační odchylka polohy (černá křivka) a průběh rychlosti (modrá křivka) s deaktivovaným feedforwardem (a) a s aktivovaným rychlostním a proudovým feedforwardem (b) [8]



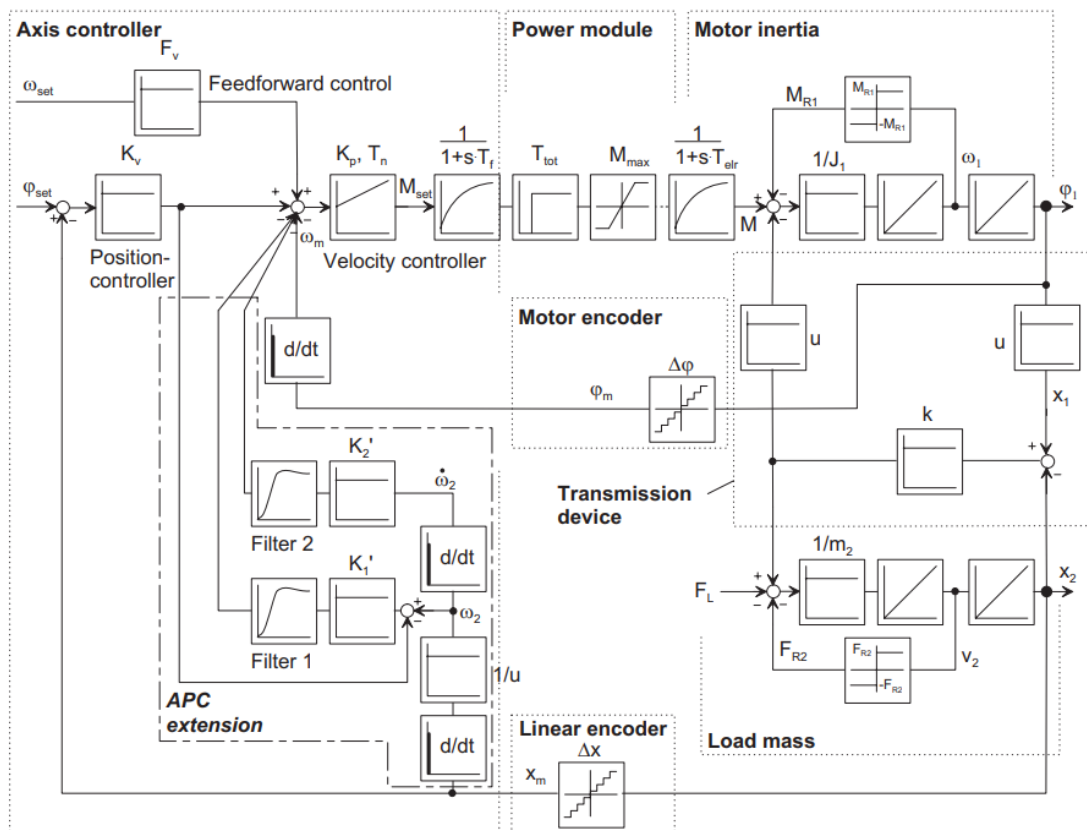
Obr. 3.8: Schéma feedforwardu řídicího systému TwinCat 3 CNC s rychlostním a proudovým feedforwardem [8]

3.1.5 Speciální funkce řídicích systémů

Níže jsou shrnuty některé funkce řídicích systémů rozšiřující kaskádní regulaci o další prvky za cílem zlepšení regulačních vlastností.

Advanced position control (APC)

Firma SIEMENS nabízí pro řídicí systém SINUMERIK 840D sl volitelnou opci APC (Advanced position control), která zvyšuje tlumení při nižších frekvencích. Základem funkce je běžná kaskádní regulace, do zpětnovazební smyčky rychlosti jsou ale přidány další dvě smyčky, jedna pro rychlost vynásobenou zesílením K_1' druhá pro zrychlení vynásobené zesílením K_2' , jak je viditelné na zjednodušeném schématu funkce na obrázku 3.9. Jedná se o stavové zpětnovazební řízení postavené na prvcích běžné kaskádní regulace. [10]



Obr. 3.9: Zjednodušené schéma funkce APC [10]

3.2 Rozšíření kaskádní regulace

Ve vědeckých publikacích byly popsány různé metody rozšiřující kaskádní regulaci kladoucí si za cíl zlepšení regulačních vlastností. V této podkapitole budou popsány nalezené metody spolu s výsledky ke kterým autoři popsaných metod dospěli.

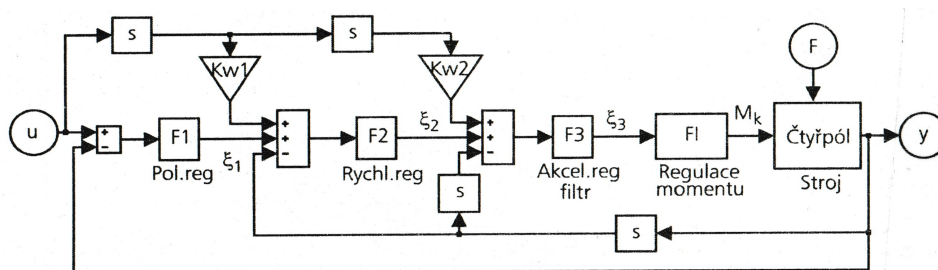
3.2.1 Akcelerační zpětná vazba

V článku [11] od autorů G. Printschow a kol. je prezentována metoda s použitím akcelerační zpětné vazby s akcelerometrem pracujícím na Ferrarisově principu, která umožňuje přímé měření zrychlení a zlepšení kompenzace vnějších sil. Akcelerometr je využit v [11] k uzavření rychlostní zpětné vazby, čímž se odstraní derivace signálu polohy ze snímače na motoru, což je výhodné, jelikož při integraci dochází k menšímu zašumění signálu [1]. Akceleračním senzorem je možné přímo měřit vliv vnější síly na pohyb stolu a lze ji kompenzovat lépe než u běžné kaskádní regulace. Použitím této metody se autorům podařilo dosáhnout na 5-osém stroji výrazného zvýšení zesílení polohové a rychlostní smyčky z původních hodnot $K_V = 80 \text{ s}^{-1}$, $K_P = 250 \text{ s}^{-1}$ na $K_V = 220 \text{ s}^{-1}$, $K_P = 550 \text{ s}^{-1}$.

V literatuře [1] je zmíněna samostatná akcelerační zpětná vazba také s využitím akcelerometru, pracujícím na Ferrarisově principu. V tomto případě je akcelerační zpětná vazba řazena mezi proudovou a rychlostní smyčku s použitím PI regulátoru pro akcelerační vazbu a P pro rychlostní vazbu. Výhody této aplikace s jsou podobné jako u využití akcelerometru pro rychlostní smyčku dle [11].

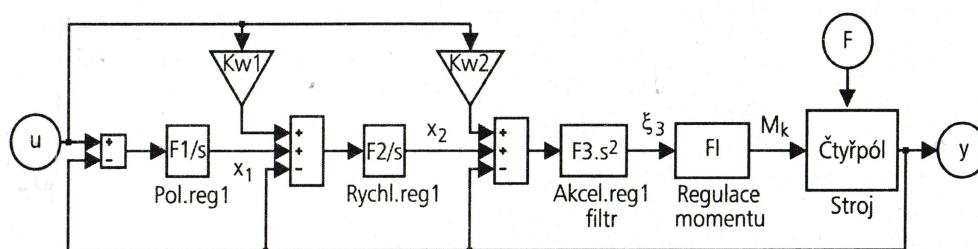
3.2.2 Tři polohové vazby

V literatuře [1] je také popsána metoda se třemi polohovými vazbami jako alternativa ke zmíněné akcelerační zpětné vazbě. Metoda vychází ze schématu na obr. 3.10, kde je zobrazená běžná kaskádní regulace s přidaným regulátorem zrychlení.



Obr. 3.10: Schéma kaskádní regulace s nepřímým odměřováním a regulátorem zrychlení [1]

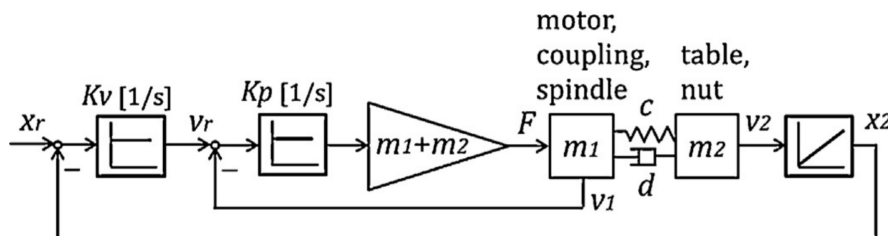
Po matematických úpravách obvodu, které jsou popsány v této literatuře, je možné schéma transformovat na schéma na obr. 3.11, výhody nového schématu, jsou v publikaci [1] uvedeny takto: *V něm je patrné, že vymizely problematické derivace ze zpětných i dopředných vazeb a vznikl obvod se třemi polohovými zpětnými vazbami od téhož snímače, čímž vznikla značná úspora výpočetního výkonu při řízení motoru, resp. počtu nutných snímačů.* Bylo dosaženo snížení dynamické poddajnosti regulace, zároveň díky odstranění derivací ze zpětných smyček bylo možné použití snímače natočení s hrubším rozlišením.



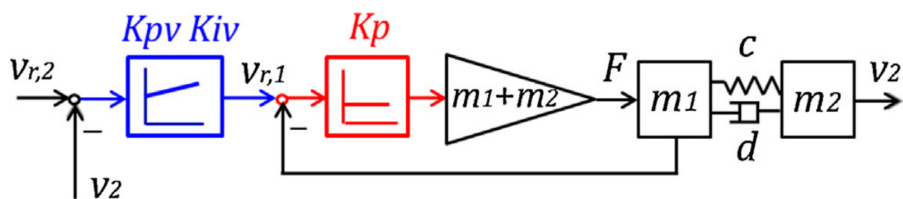
Obr. 3.11: Schéma transformované kaskádní regulace z obrázku 3.10 [1]

3.2.3 Přídavná rychlostní zpětná vazba

Zheng Sun a kol. v článku [12] shrnuli experimentální ověření funkce kaskádní regulace se dvěma rychlostními smyčkami, jedna smyčka vychází z enkodéru na rotoru motoru (jako u běžné kaskádní regulace) a druhá z odměřování stolu. Cílem této metody je zvýšení propustného pásma polohové smyčky bez nutnosti přidání dalších senzorů. Tento způsob regulace je dle autorů vhodný pro pohony s velkým poměrem momentů setrvačnosti hmoty stolu a hmoty rotoru. Na obrázku 3.13 je zobrazené blokové schéma rychlostních smyček této metody regulace. Pro zjednodušení výpočtů byl ve smyčce uzavírající se z enkodéru motoru použit pouze regulátor typu P namísto PI (obr. 3.12, 3.13), který je většinou používán. Ve vnější smyčce uzavírající se z odměřování stolu byl použit regulátor typu PI.

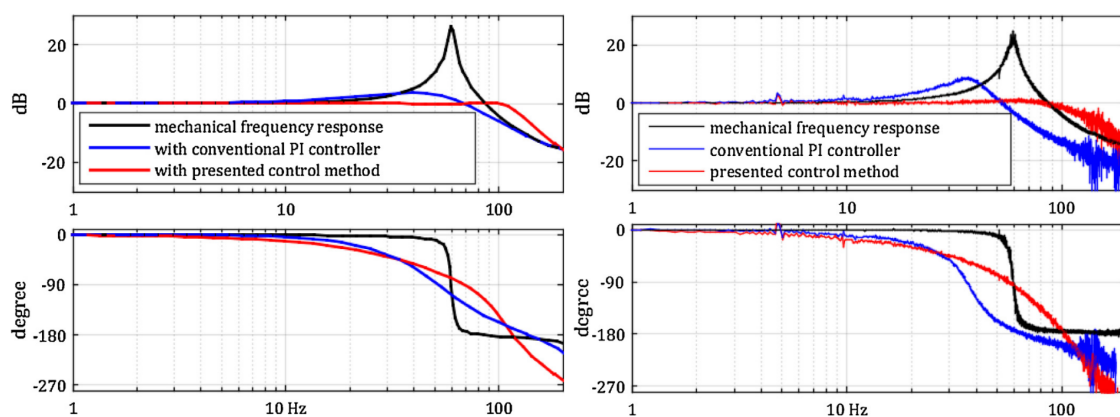


Obr. 3.12: Blokové schéma zjednodušené kaskádní regulace [12]



Obr. 3.13: Blokové schéma regulace se dvěma rychlostními smyčkami [12]

Vypočtený přenos mezi požadovanou rychlostí a skutečnou rychlostí stolu je zobrazen na obrázku 3.14a. Je viditelné, že propustné pásmo rychlostní smyčky je u regulace se dvěma rychlostními smyčkami vyšší (červená křivka) než u běžně používané kaskádní regulace. Bylo také dosaženo menší výchylky v okolí frekvence 40 Hz a vyšší frekvence, kde fáze dosahuje 90°. Dále je v Bodeho digramu zobrazena černou čarou mechanická frekvenční odezva, v textu není přímo řečeno, o jaký přenos se jedná, ale pravděpodobně by se mohlo jednat o přenos mezi rychlostí motoru a rychlostí stolu. Také není z textu jasné, jak byl systém modelován, jelikož v blokovém schématu (Obr. 3.13) systém vypadá jako translační dvouhmotový systém, ale při experimentu byl použit pohon kuličkovým šroubem.



(a) Vypočtený bode diagram

(b) Naměřený bode diagram

Obr. 3.14: Vypočtený a naměřený bode diagram přenosu mezi požadovanou a skutečnou rychlostí $v_2/v_{z\acute{a}d}$ a mechanické frekvenční odezvy [12]

Experiment byl realizován na standu s kuličkovým šroubem a maticí a vysoce dynamickým servomotorem SIEMENS 6SL3120, jako zátěžová síla byl použitý lineární motor. Ekvivalentní hmotnost rotačních částí byla 162 kg a váha stolu a hmoty na něm byla proměnná mezi 260 kg a 600 kg. Byla porovnávána běžná kaskádní regulace s novou metodou použití dvou rychlostních vazeb za stejných podmínek. Kritická frekvence, při které dochází již k přílišnému zatlumení rychlostní regulace, se zvedla ze 36 Hz na

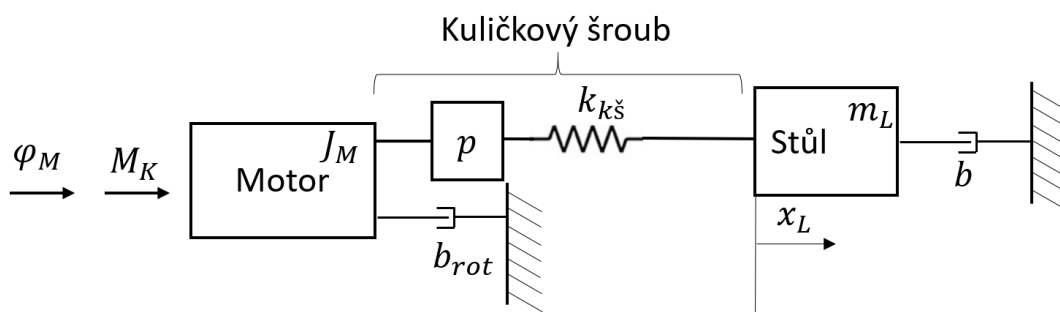
57 Hz. Zesílení polohové smyčky bylo možné zvýšit z původních 45 s^{-1} na 100 s^{-1} . Byla otestována také robustnost metody vůči proměnlivému zatížení stolu a byla vyhodnocena jako dostatečná. Na obr. 3.14b je zobrazen naměřený přenos rychlostní smyčky, je viditelné, že přenos se přibližně shoduje s přenosem vypočteným (3.14a). Autoři článku uvádějí, že vzhledem k požadavku na vysoký poměr momentů setrvačnosti je potřeba specifická konfigurace pohonu, která vyžaduje použití motorů s nízkou hodnotou momentu setrvačnosti motoru a vysokým výkonem. Tato popsání metoda vypadá svými výsledky velmi zajímavě, ovšem některé informace nejsou z článku úplně zřejmé, například jakým způsobem byl vytvořen model pohybové osy, jak byly odvozeny přenosy popsané v článku nebo jakým způsobem byla regulace laděna. Kvůli těmto slibným výsledkům, ale nejasným informacím by byla tato metoda vhodná pro vyzkoušení v druhé části práce.

3.3 Způsob modelování pohonů

Některé jednodušší pohony výrobních strojů mohou být modelovány jako dvouhmotové systémy, jedná se například o řemenový pohon. V disertační práci [13] je uvedeno, že u pohonů kuličkovým šroubem je ovšem vhodný složitější přístup rozdělení soustavy na více hmot a tuhostí (obr. 3.16, 3.17). Jednoduchý dvouhmotový model nemusí postihnout všechny hmoty a tuhosti systému korektně a může dojít k zanedbání hmoty nebo tuhosti s velkým dopadem na systém. Vícehmotový model je ale pro návrh regulace příliš komplikovaný a je vhodné poté model kondenzovat na dvouhmotový systém [13]. Ve zmíněné práci byla použita Guyanova-Ironsova metoda kondenzace.

3.3.1 Dvouhmotový systém

Na obr. 3.15 je zobrazen dvouhmotový model posuvové osy s kuličkovým šroubem, který byl použit v publikaci [14]. Schéma modelu je zobrazeno na obr. 3.15, obrázek modelu byl pro účely této práce překreslen na základě původního schématu. V tomto modelu je uvažována axiální tuhost šroubu $k_{kš}$, tlumení rotačních částí v motoru b_{rot} a axiální tlumení uložení šroubu b . Torzní tuhost šroubu, spojka, kuličková matice a axiální ložiska jsou uvažovány absolutně tuhé. Je zohledněna hmota stolu m_L , moment setrvačnosti rotoru motoru J_M , na který působí moment motoru M_K , vnější síla působící na stůl v modelu uvažována není. [14]



Obr. 3.15: Dvuhmotový model posuvové osy s kuličkovým šroubem [14]

Pro převod kuličkovým šroubem p platí [13]:

$$p = \frac{1}{h} \quad (3.7)$$

Vztah mezi souřadnicí x_L a φ_M lze tedy vyjádřit jako:

$$x_L = h \varphi_M \quad (3.8)$$

Po uvolnění systému a úpravách je možné systém popsat pohybovými rovnicemi:

$$J_M \ddot{\varphi}_M = -k(\varphi_M h - x_L) h - b_{rot} \dot{\varphi}_M + M_K \quad (3.9)$$

$$m_L \ddot{x}_L = k(\varphi_M h - x_L) - b \dot{x}_L \quad (3.10)$$

Pohybové rovnice 3.9, 3.10 lze zapsat v maticovém tvaru [14]:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{f}, \quad \mathbf{x} = [\varphi_M, x_L]^T, \quad \mathbf{f} = [M_K, 0]^T \quad (3.11)$$

Kde M je matice hmotnosti, B matice tlumení a K matice tuhosti, které mají tvar [14]:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_M & 0 \\ 0 & m_L \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{rot} & 0 \\ 0 & b \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{kš} h^2 & -k_{kš} h \\ -k_{kš} h & k_{kš} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Pro první nenulovou vlastní frekvenci soustavy platí:

$$\Omega_r = \sqrt{k_{kš} \left(\frac{h^2}{J_M} + \frac{1}{m_L} \right)} \quad (3.13)$$

Použitím Laplaceovy transformace lze rovnici 3.11 ji lze zapsat ve tvaru:

$$\mathbf{M} s^2 \mathbf{X}(s) + \mathbf{B} s \mathbf{X}(s) + \mathbf{K} \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \quad (3.14)$$

Pro matici frekvenční dynamické poddajnosti $\mathbf{G}(s)$ platí [13]:

$$\mathbf{X}(s) = \mathbf{G}(s) \mathbf{F}(s) \quad (3.15)$$

$$\mathbf{G}(s) = (\mathbf{M} s^2 + \mathbf{B} s + \mathbf{K})^{-1} \quad (3.16)$$

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

Kde jednotlivé členy matice $\mathbf{G}(s)$ vyjadřují frekvenční přenosy:

$$G_{11} = \frac{\varphi_M}{M_K}, \quad G_{12} = 0$$

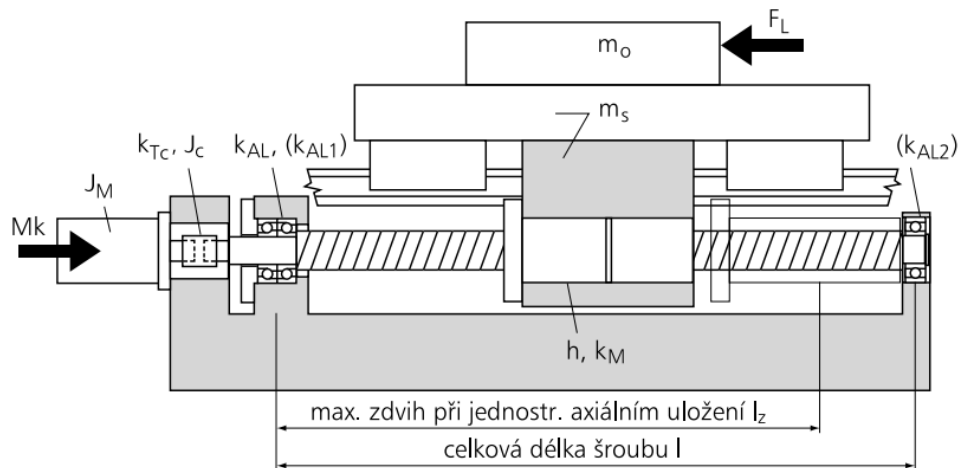
$$G_{21} = \frac{x_L}{M_K}, \quad G_{22} = 0$$

G_{12} a G_{22} jsou nulové, jelikož v modelu není zahrnuta vnější síla působící na stůl. Při použití tohoto modelu pro návrh regulace reálné osy hrozí podstatné nepřesnosti, jelikož uvažuje pouze axiální tuhost kuličkového šroubu, hmotu stolu, moment setrvačnosti rotoru motoru, tlumení v motoru a tlumení uložení kuličkového šroubu.

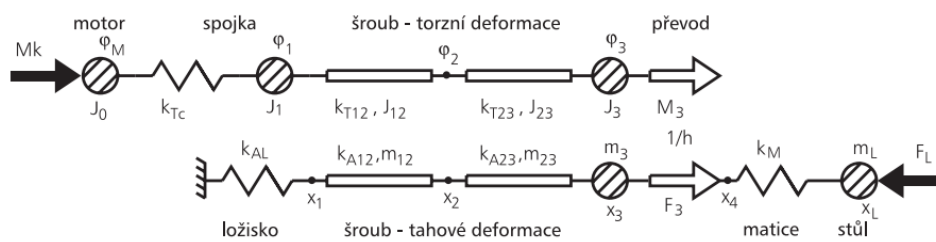
3.3.2 Vícehmotový systém

Na obr. 3.16 je zobrazen vícehmotový model pohybové osy s rotujícím jednostranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem přímo připojeným k motoru, model byl převzatý z disertační práce [13]. V disertační práci [13] je takto uvedeno, jaké komponenty model zohledňuje: *Model zahrnuje moment setrvačnosti motoru J_M a spojky J_C , torzní tuhost spojky k_{Tc} , torzní k_{Tij} a axiální k_{Aij} tuhost kuličkového šroubu včetně jeho rotační setrvačnosti J_{ij} a hmotnosti m_{ij} , stoupání závitu šroubu h [m/rad] stykovou tuhost kuličkové matice k_M , axiální tuhost ložiska v uložení šroubu k_{AL} , a pohyblivou hmotu stolu m_S a obrobku m_o .*

Při diskretizaci modelu (obr.3.17) byl kuličkový šroub diskretizován dvěma dvojicemi konečných prvků, jedna dvojice zastupuje torzní kmitání, druhá osové kmitání, vlastnosti prvků (k_{Tij} , J_{ij} , k_{Aij} , m_{ij}) jsou závislé na poloze kuličkové matice. Vztahy odvozené v [13] byly odvozeny pro polohu matice, kde je minimální složená tuhost (rovnice 3.18), tento stav nastává v místě maximálního zdvihu l_Z . Zbytek systému byl diskretizován na hmoty a pružiny.



Obr. 3.16: Vícehmotový model pohybové osy s rotujícím jednostranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem přímo připojeným k motoru [13]



Obr. 3.17: Diskretizovaný model pohybové osy [13]

$$\frac{1}{k_{\Sigma}} = \frac{1}{k_A} + \frac{h^2}{k_T} \tag{3.18}$$

Jedná se o systém s jedním stupněm volnosti, první vlastní frekvence soustavy je tedy nulová. Spojení matice a stolu s obrobkem je uvažováno absolutně tuhé, což může vést pro některé případy k nepřesným výsledkům. Pohybové rovnice byly detailně odvozeny v [13], následně lze tyto rovnice napsat do maticového zápisu 3.19, v tomto případě na rozdíl od 3.11 v rovnici nevystupuje matice tlumení a matice hmotnosti není diagonální, ale pásová z důvodu použití konečných prvků [13]. Tlumení bylo v tomto případě zanedbáno, jelikož se jedná o obtížně zjistitelnou veličinu, do modelu bylo ve [13] přidáno až po kondenzaci na dvouhmotový systém.

$$M \ddot{x} + K x = f \tag{3.19}$$

Kondenzace systému slouží ke zjednodušení vícehmotové mechanické soustavy na menší počet souřadnic, jelikož pro vícehmotovou soustavu by nebylo možné řešit návrh regulace analyticky. Dle [13] je dvouhmotový systém, který vznikl vhodnou kondenzací,

dostatečný pro návrh regulace pro účely [13]. Jak již bylo zmíněno, pro kondenzaci byla u tohoto modelu [13] využita Guyanova-Ironsova metoda kondenzace, která je podrobně popsána v [15]. Výhodou této metody je zachování zvolených souřadnic, hlavní souřadnice, které zůstaly po použití metody stejné, bylo natočení motoru φ_M a posuv stolu x_L . Ostatní souřadnice byly metodou eliminovány [13]. Kondenzace vyžaduje splnění dvou podmínek: ve směru vedlejších souřadnic nesmí působit žádný vnější silový účinek, symetrie matic \mathbf{M} a \mathbf{K} . Tento model obě podmínky splňuje. Ve vztahu 3.22 je zobrazena pohybová rovnice kondenzovaného systému. Při sestavování matic ze vztahu 3.19 je vhodné řadit zobecněné souřadnice vektoru \mathbf{x} tak, aby jako první byly uvedeny souřadnice hlavní a po nich vedlejší, jinak by bylo nutné řešit přesun řádků jiným způsobem. [13]

Transformační matice kondenzace má tvar [13]:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \mathbf{E}_{22} \\ -\mathbf{K}_{66}^{-1} \mathbf{K}_{62} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

kde \mathbf{E}_{22} je jednotková matice o rozměru 2x2, \mathbf{K}_{66} a \mathbf{K}_{62} jsou submatice matice tuhosti o rozměrech 6x6 a 6x2. Následně je možné z následujících vztahů získat kondenzované matice dvouhmotového systému [13]

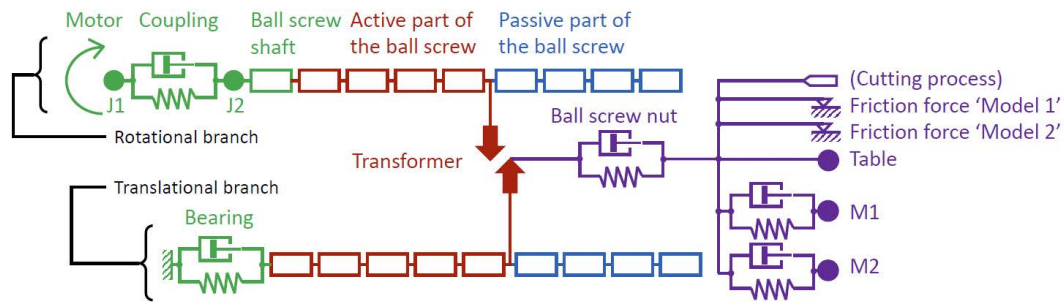
$$\mathbf{M}_{RK} = \mathbf{T}^T \mathbf{M} \mathbf{T}, \quad \mathbf{K}_{RK} = \mathbf{T}^T \cdot \mathbf{K} \mathbf{T} \quad (3.21)$$

Výsledná rovnice popisující soustavu má tvar [13]

$$\mathbf{M}_{RK} \ddot{\mathbf{x}}_2 + \mathbf{K}_{RK} \mathbf{x}_2 = \mathbf{f}_2(t), \quad \mathbf{x}_2 = [\varphi_M, x_L]^T, \quad \mathbf{f}_2(t) = [M_k(t), F_L(t)]^T \quad (3.22)$$

3.3.3 Model s větším množstvím konečných prvků a zahrnutím vnějších sil

Článek od autorů Jan Ferkl a kol. [16] byl zaměřen na modelování tření v teleskopických krytech os s kuličkovým šroubem. V nástroji Matlab Simscape byl vytvořen model osy s kuličkovým šroubem uloženým pouze na jedné straně (obr. 3.18), kde byl na rozdíl od předešlého popsaného modelu kuličkový šroub modelován celkem šestnácti konečnými prvky, osmi pro torzní kmity a osmi pro osově kmity. V modelu je dále zahrnut moment setrvačnosti rotoru motoru J_1 , tuhost a tlumení spojky, tuhost a moment setrvačnosti hřídele spojující spojku a šroub jako konečný prvek, axiální tuhost ložiska, tuhost a tlumení kuličkové matice, tlumení a tuhost dvou hmot na stole a modely tření v teleskopickém krytování. Model kuličkového šroubu [16] je přeladitelný v závislosti na poloze kuličkové matice, což je jeho výhoda oproti předchozímu zmíněnému modelu.



Obr. 3.18: Model osy s kuličkovým šroubem, který byl modelován osmi konečnými prvky a s přidáním vnějších sil [16]

3.3.4 Software pro modelování

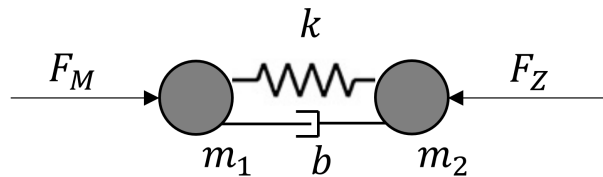
K modelování kaskádní regulace spolu s dynamickými vlastnostmi pohybové osy je možné použít například prostředí Matlab Simulink, které slouží k modelování dynamických soustav ve formě blokových schémat. V tomto prostředí se nabízí více přístupů a nástrojů k modelování. První možnost modelování je vyjádření vlastností systému pomocí rovnic spojenými s bloky reprezentujícími model regulace. Další možností je využití nástroje Simscape integrovaném v Simulinku, který slouží k fyzikálnímu modelování systémů. Model vzniká propojováním bloků reprezentujících fyzikální prvky, spojení mezi elementy reprezentuje přenosy energie v systému. Tento přístup umožňuje systémy modelovat přímo podle jejich struktury bez potřeby odvozování rovnic spojující sledované veličiny. Knihovny prvků Simscape obsahují prvky mechanické (translační a rotační), elektrické, hydraulické, pneumatické, magnetické, tepelné, termo-hydraulické a z oblasti dvoufázových tekutin. Pro potřeby této práce budou postačovat prvky z mechanické sekce. Jelikož Simscape je nástrojem přímo v prostředí Simulink, je možné kombinovat modely vytvořené bloky ze Simulinku se Simscape bloky. Tato funkce je výhodná pro návrh regulace, kdy je možné vytvořit model regulace v Simulinku a napojit k němu model fyzikálního systému vytvořeného v Simscape. [17]

Proměnné v Simscape lze rozdělit do dvou skupin: průtokové a spádové. Pro spádové veličiny platí, že v uzlu mezi bloky je stejná hodnota veličiny. Pro průtokové veličiny platí, že celková hodnota veličiny vstupující do uzlu musí být rovna celkové hodnotě veličiny z uzlu vystupující, toto pravidlo lze přirovnat k prvnímu Kirchhoffovu zákonu [18].

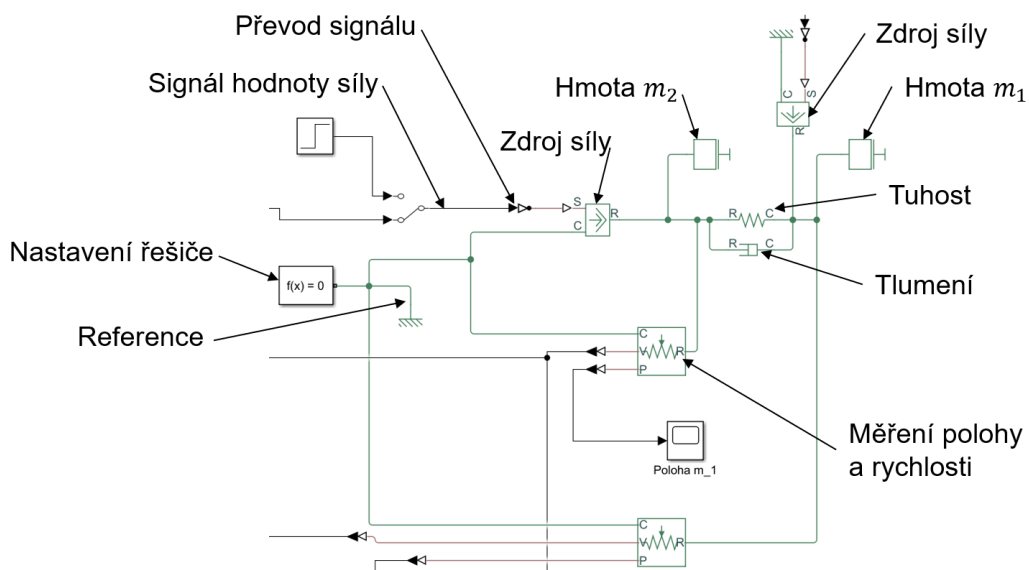
V druhé části této práce bylo využito fyzikálního modelování pomocí Simscape, byla využívána část knihovny Mechanical pro translační a rotační pohyb. Pro translační pohyb je průtokovou veličinou síla a spádovou rychlost, pro rotační je ekvivalentně průtokovou veličinou kroutící moment a spádovou úhlová rychlost [18]. Na obr. 3.19 je zobrazeno schéma modelu dvoumotového translačního systému a jeho model v Simscape (obr. 3.20),

který je využit ve vlastním řešení práce.

Simscape umožňuje psaní vlastních bloků pomocí prostředí Simscape Language. Při tvorbě bloku je potřeba nejprve definovat vstupní parametry a proměnné se kterými bude počítáno. Následně jsou definovány vztahné soustavy k jednotlivým větvím vystupujícím z bloku a nakonec je možné napsání samotných rovnic spojujících jednotlivé větve a definujících vztahy průtokových a spádových veličin [19].



Obr. 3.19: Schéma modelu dvoumotového translačního systému



Obr. 3.20: Model dvoumotového translačního systému v Simscape

3.4 Shrnutí rešeršní části

V první části rešerše byly vyhledány možnosti filtrace signálu výrobců řídicích systémů Siemens a Beckhoff. Následně byly popsány některé možnosti úprav kaskádní regulace, které mohou vést k lepším vlastnostem. Z těchto metod byly vybrány dvě pro vyzkoušení v druhé části práce. První vybranou metodou je Přídavná rychlostní zpětná vazba [12]. Dosažené vlastnosti této metody regulace vypadají velmi zajímavě, ovšem některé informace uvedené v článku nejsou zcela jednoznačné. Bylo by tedy vhodné vy-

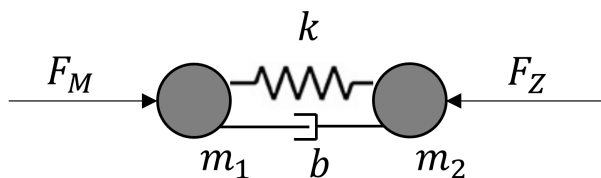
tvorit model této metody a zhodnotit její přínosy. Druhou vybranou metodou je regulace se Třemi polohovými vazbami [1]. V poslední části rešerše byly popsány možnosti modelování osy s kuličkovým šroubem. Získané poznatky budou využity při modelování ve vlastím řešení.

4 Vlastní řešení

V rešeršní části byly vybrány metody regulace, které vycházejí z klasické kaskádní regulace, ale mají předpoklady dosahovat lepších regulačních vlastností (vyšší propustná pásma, přínos v dynamické poddajnosti atd.). Vlastní řešení práce se zaměřuje na ověření možných přínosů zvolených metod, byly zvoleny metody s přídavnou rychlostní zpětnou vazbou a se třemi polohovými smyčkami. Prostředkem k ověření přínosů bude tvorba dvou modelů mechaniky v prostředí Matlab Simulink a Simscape: dvoumotový model a vícemotový model standu STD3, na kterých bude provedeno porovnání přínosů zvolených metod s běžnou kaskádní regulací.

4.1 Dvoumotový systém

Pro prvotní otestování vybraných regulačních metod byl vytvořen dvoumotový translační systém zobrazený na obr. 4.1, který vychází z článku [12] o metodě regulace se dvěma rychlostními zpětnými vazbami a jehož cílem bylo přiblížení se k výsledkům publikovaným ve zmíněném článku.



Obr. 4.1: Dvoumotový translační model

Z článku bylo možné přímo zjistit pouze hmotnosti hmot systému:

$$m_1 = 162 \text{ kg}$$

$$m_2 = 260 - 600 \text{ kg}$$

Rozsah hmotnosti m_2 sloužil v publikaci [12] pro testování robustnosti, v této práci byly metody regulace laděny pro $m_2 = 260 \text{ kg}$ a $m_2 = 520 \text{ kg}$, aby bylo možné sledovat rozdíly ve vlastnostech regulace po změně poměru hmotností. Při modelování bylo zjištěno, že přenos mechanical frequency response na obr. 3.14a je doopravdy přenosem mezi rychlostí v_1 hmoty m_1 a rychlostí v_2 hmoty m_2 . Bylo zjištěno, že špička v grafu na obr. 3.14a je antirezonancí soustavy, což není z článku [12] zřejmé. Po přibližném odečtení frekvence

antirezonance z grafu byl možný výpočet tuhosti podle vztahu 4.1 [20]:

$$k = \Omega_L^2 m_2; \Omega_L \approx 60 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

$$k = (60 \cdot 2 \cdot \pi)^2 \cdot 260 = 36\,951\,799 \text{ N/m}$$

Následně byl možný výpočet vlastní frekvence ze vztahu 4.2 uvedeném v [12]:

$$\Omega_r = \sqrt{\frac{k}{m_2} \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)} \quad (4.2)$$

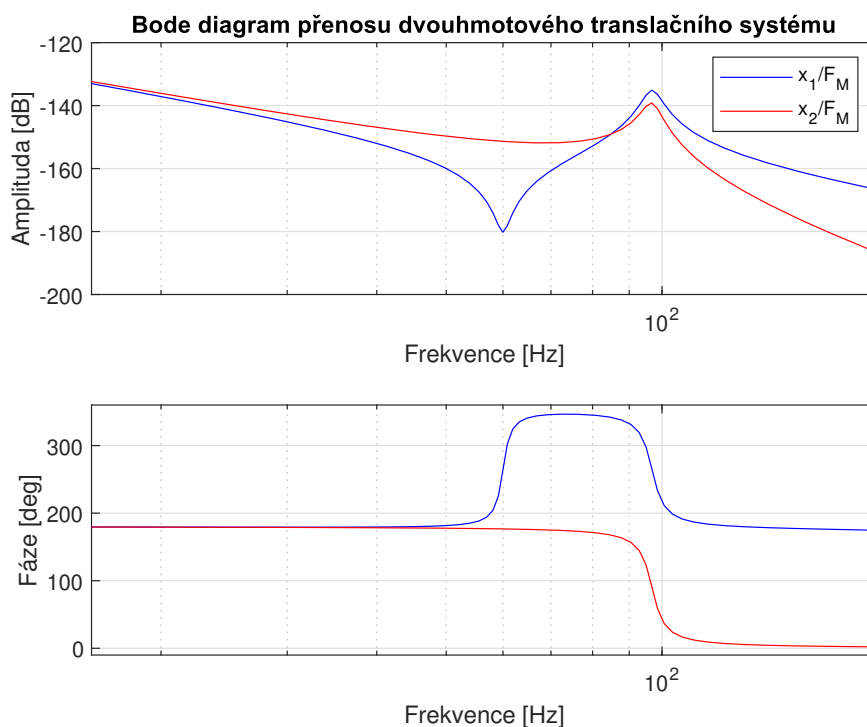
$$\Omega_r = \sqrt{\frac{36\,951\,799}{260} \cdot \left(1 + \frac{260}{162}\right)} = 608,5 \text{ rad/s} = 96,84 \text{ Hz}$$

Konstantu tlumení b autoři publikace neuvádějí, byla proto vyhledána přibližná hodnota poměrného tlumení oceli $\xi = 0,01$ a následně určena konstanta tlumení:

$$b = 2 \xi \Omega_r m_2 \quad (4.3)$$

$$b = 2 \cdot 0,01 \cdot 608,5 \cdot 260 = 3\,164 \text{ N s/m}$$

Na obrázku 4.2 je zobrazen přenos dvouhmotového systému mezi silou motoru F_M a polohou hmoty m_1 , dále také přenos mezi silou motoru F_M a polohou hmoty m_2 . První nenulová vlastní frekvence systému odečtená z grafu je $\Omega_r = 96,75 \text{ Hz}$, hodnota antirezonance u přenosu x_1/F_M je $\Omega_L = 59,78 \text{ Hz}$. Hodnoty odečtené z grafu v článku [12] se téměř shodují s výše vypočtenými hodnotami. Přenos mezi rychlostí v_1 a v_2 je zobrazen spolu s přenosy regulace na obr. 4.12. Hodnota zesílení vrcholu křivky je přibližně stejná jako v článku [12], přesné odečtení hodnoty z PDF souboru nebylo možné, výšku vrcholu lze ovlivnit změnou tlumení systému.

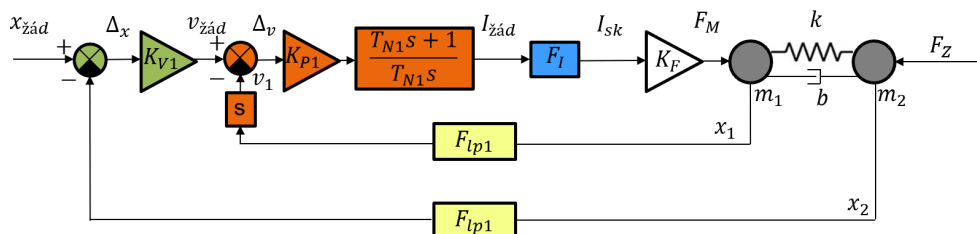


Obr. 4.2: Bode diagram přenosu dvoumotového systému $\frac{x_1}{F_M}, \frac{x_2}{F_M}$

4.1.1 Běžná kaskádní regulace

Jako první model regulace byl na dvoumotový systém připojen model běžně používané kaskádní regulace s přímým odměřováním (dále jen PI regulace) zobrazený na obr. 4.3 se třemi zpětnými vazbami: proudová s PI regulátorem, rychlostní s PI regulátorem a polohová s P regulátorem. Proudová zpětná vazba byla pro účely provedení požadovaného porovnání zjednodušena na přenos dle vztahu 3.1 (modrý blok F_I), s vlastní frekvencí $\Omega_I = 1\,000\text{ Hz}$ a poměrným tlumením $\xi_I = 0,7$. Toto zjednodušení proudové smyčky je použito u všech porovnávaných regulací. Výsledný přenos nahrazující proudovou smyčku má tvar:

$$F_I(s) = \frac{1}{\frac{s^2}{(1\,000 \cdot 2 \cdot \pi)^2} + \frac{2 \cdot 0,7}{1\,000 \cdot 2 \cdot \pi} s + 1} = \frac{1}{\frac{s^2}{(2\,000 \cdot \pi)^2} + \frac{1,4}{2\,000 \cdot \pi} s + 1} \quad (4.4)$$



Obr. 4.3: Schéma běžné kaskádní regulace dvoumotového translačního systému

Do všech zpětných vazeb regulací dvouhmotového systému byly vřazeny filtry F_{lp1} typu dolní propust prvního řádu s propustným pásmem 300 Hz se shodným přenosem dle vztahu 3.5:

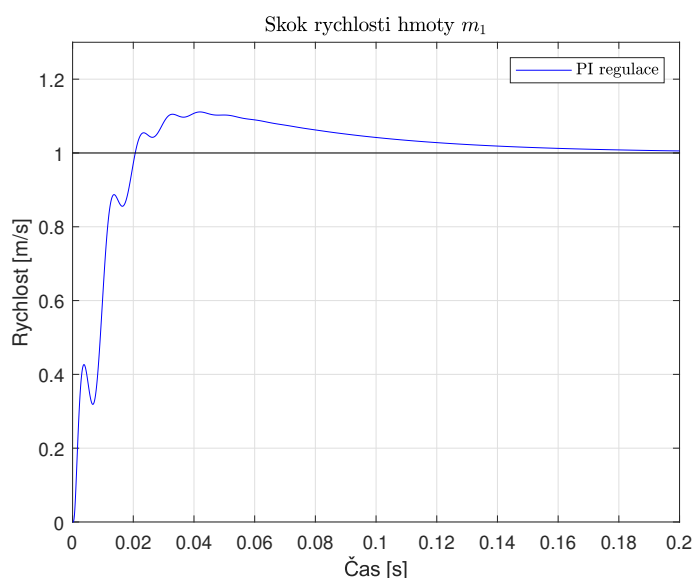
$$F_{lp1}(s) = \frac{1}{\frac{1}{(300 \cdot 2 \cdot \pi)^2 s + 1}} \quad (4.5)$$

Rychlostní PI regulátor byl nejprve laděn pomocí Ziegler-Nicolsovy metody [21] pomocí vztahu:

$$K_{P1} = 0,45 \cdot K_{P1krit} \quad (4.6)$$

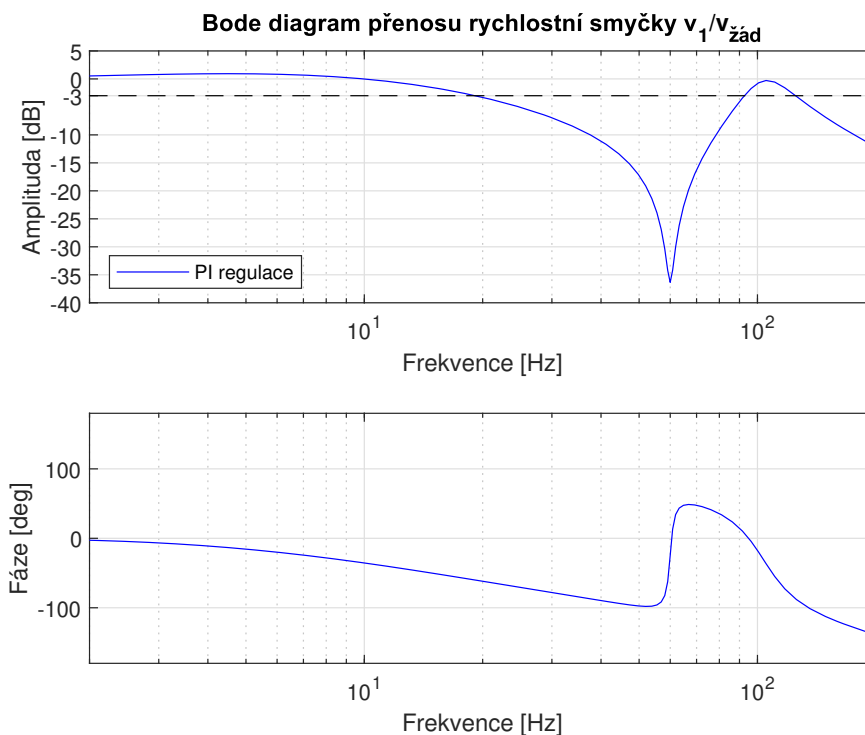
Časová konstanta T_{N1} byla následně doladěna, aby byl časový průběh skoku rychlosti uspokojivý a byla adekvátní reakce na zátěžnou sílu. Následně bylo ale z přenosu rychlostní smyčky $v1/v_{žad}$ zjištěno, že regulátor je přebuzen, jelikož na nižších frekvencích přesahoval hranici 0 dB a na vyšších frekvencích nad antirezonančním propadem vystupoval nad také nad 0 dB , což způsobovalo kmitavý charakter na začátku reakce na skok rychlosti (obr. 4.5).

Regulátor byl proto přeladěn pomocí ručního ladění v nástroji Control system designer, kdy byla sledována odezva na jednotkový skok rychlosti a zároveň přenos rychlostní smyčky. Z odezvy na jednotkový skok (obr. 4.4) je viditelné, že kmitavé chování v časovém intervalu 0 až $0,04\text{ s}$ nebylo eliminováno. Frekvence zákmitu je 159 Hz , což v přenosu rychlostní smyčky na obr. 4.5 odpovídá oblasti okolo vrcholu, kde se křivka blíží hranici 0 dB .



Obr. 4.4: Reakce na skok rychlosti hmoty m_1

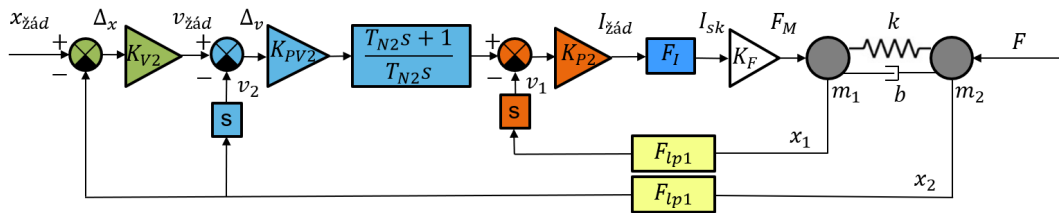
Při ladění regulace bylo zjištěno, že tato oblast s vysokým zesílením 80 až 150 Hz reaguje na změnu zesílení K_{P1} , při snižování hodnoty K_{P1} se vrchol v Bode diagramu snižuje. Vrchol diagramu na nižších frekvencích (3 – 8 Hz) se snižuje se snížením vlivu integrační složky regulátoru (zvýšení časové konstanty T_{N1}), ale zároveň je ovlivňován hodnotou součinu $K_{P1} \cdot T_{N1}$. Snižováním vlivu integrační složky (zvýšováním T_{N1}) se prodlužuje doba ustálení reakce na jednotkový skok a doba ustálení při působení vnější zatěžující síly F_Z . Pro naladění rychlostní smyčky bylo tedy potřeba najít vhodný kompromis zahrnující tyto tři kritéria (dostatečně rychlá odezva na skok, co nejnižší hodnoty vrcholů Bode digramu přenosu rychlostní smyčky na nižších a vyšších frekvencích). Po naladění rychlostní smyčky byla připojena polohová smyčka s P regulátorem a postupným zvyšováním zesílení K_{V1} bylo dosaženo mezní hodnoty K_{V1} , kdy odezva na rampu polohy (odchylka polohy) ještě nevykazuje kmitavý charakter (obr. 4.13). Zbylé sledované průběhy jsou v kapitole 4.1.4 srovnání všech regulací. Výsledné hodnoty regulačních konstant po naladění jsou v tabulce 4.2. Model regulace spolu s ostatními regulacemi dvoumotového systému se nachází v elektronické příloze 1 ve složce Dvouhmotovy_translacni_system pod názvem translacni_dvouhmota_vsechny_reg.slx se zdrojovými daty v souboru translacni_dvouhmota_reg_m2_260kg.m.



Obr. 4.5: Přenos mezi $v_{\dot{z}ad}$ a v_1 PI regulace

4.1.2 Přídavná rychlostní zpětná vazba

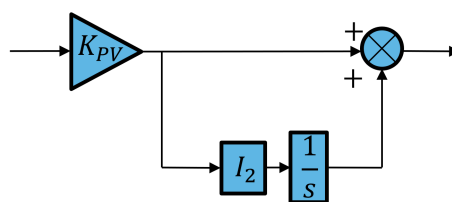
Druhým modelem regulace byla regulace se dvěma zpětnými vazbami zmíněna v kapitole 3.2.3, vycházející z publikace [12]. Proudová regulace byla nahrazena přenosem 4.4. Do všech zpětných vazeb byly zařazeny stejné filtry typu dolní propust jako do předchozí PI regulace s přenosem 4.5.



Obr. 4.6: Schéma kaskádní regulace dvoumotového translačního systému s přídavnou rychlostní zpětnou vazbou

Běžný způsob ladění kaskádní regulace spočívající v ladění od vnitřních smyček po vnější nebyl pro dvě rychlostní smyčky této metody příliš efektivní. Vhodnější metodou ladění bylo využití automatického ladění pomocí aplikace Control system tuner integrované v Simulinku. Zde bylo možné definovat laděné bloky: K_{PV2} , K_{P2} , I_2 . Pro jednodušší definici bloku integrační složky PI regulátoru v aplikaci byl regulátor namísto přenosu 4.7 definován blokovým schématem na obr. 4.7.

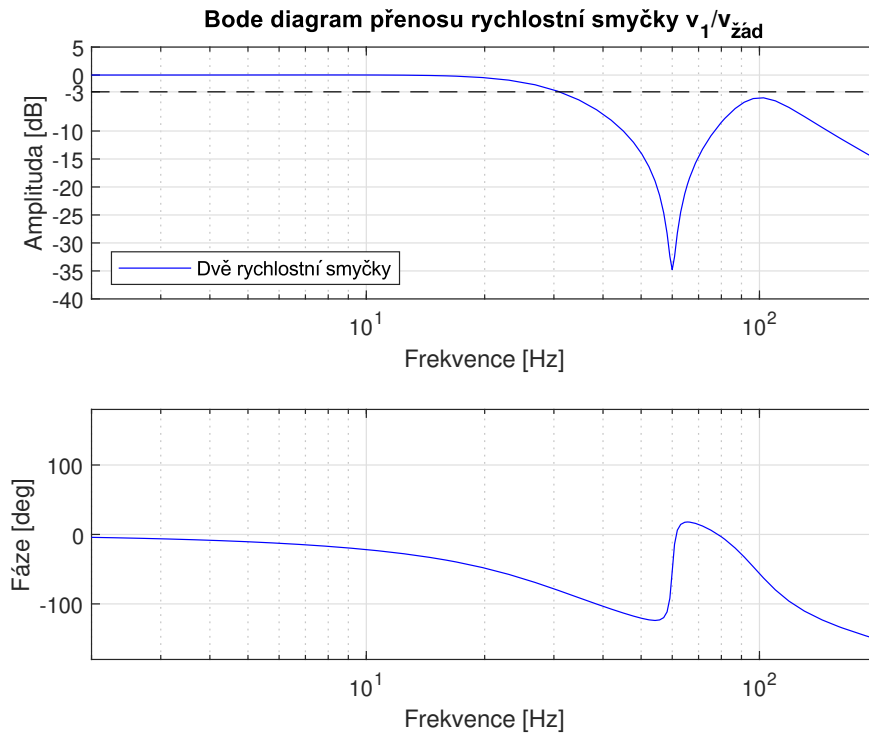
$$F_{PI}(s) = K_{PV} \frac{T_{N2} s + 1}{T_{N2} s} \quad (4.7)$$



Obr. 4.7: Schéma PI regulátoru

Následně byla zvolena kritéria pro automatické naladění. Prvním kritériem byl tvar žádané reakce na skok rychlosti, druhým kritériem byla specifikace zesílení otevřené smyčky, pomocí tohoto kritéria bylo možné ovlivnit stabilitu regulace. Po automatickém naladění byl vykreslen Bode diagram přenosu rychlostní smyčky $v_1/v_{žad}$, v diagramu byl patrný vrchol v okolí 100 Hz způsobený vlastní frekvencí Ω_r s příliš malým tlumením. Snížením zesílení K_{PV} bylo možné tento vrchol snížit na hodnotu -4 dB (obr. 4.8), což bylo považováno za dostatečné. Polohová smyčka byla následně laděna stejným způsobem jako

u běžné PI regulace v předchozím případě pomocí signálu rampy polohy. Hodnoty regulačních konstant po naladění jsou vypsány v tabulce 4.2. Soubor pro naladění smyček pomocí aplikace Control system tuner je umístěn v elektronické příloze 1 ve složce Dvouhmotovy_translacni_system pod názvem tuner_2v.mat.



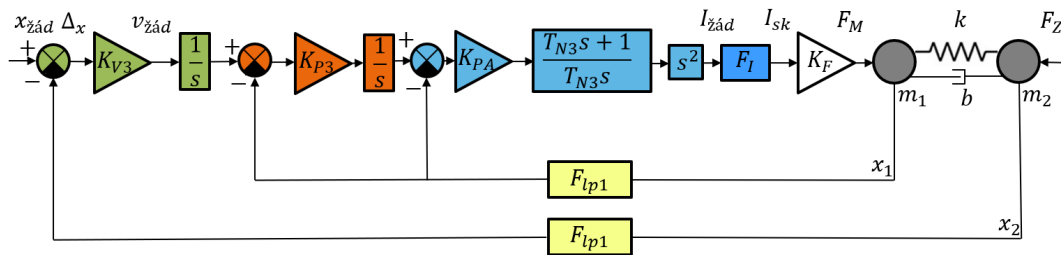
Obr. 4.8: Přenos mezi $v_{\text{žád}}$ a v_1 regulace se dvěma rychlostními smyčkami

4.1.3 Metoda regulace se třemi polohovými vazbami

Jako poslední model regulace byla použita metoda se třemi polohovými vazbami popsaná v kapitole 3.2.2. Schéma modelu je zobrazené na obr. 4.9, bylo vytvořeno podle obr. 3.11, bez použití feedforwardů. Náhrada proudové smyčky byla stejná jako v předchozích popsáních modelech s přenosem 4.4, byly použity také stejné filtry typu dolní propust popsané přenosem 4.5. Derivace signálu byla popsána přenosem 4.8.

$$F_{der}(s) = \frac{s}{(1000 \cdot 2 \cdot \pi) s + 1} \quad (4.8)$$

Regulace byla laděná postupně od vnitřní smyčky po vnější. Obě vnitřní polohové vazby byly laděny pomocí rampy polohy, jako odezva byl sledován zderivovaný signál polohy x_1 (skok rychlosti v_1). Polohová smyčka byla laděna běžným způsobem přes odezvu na rampu polohy. Hodnoty regulačních konstant po naladění jsou vypsány v tab. 4.2.



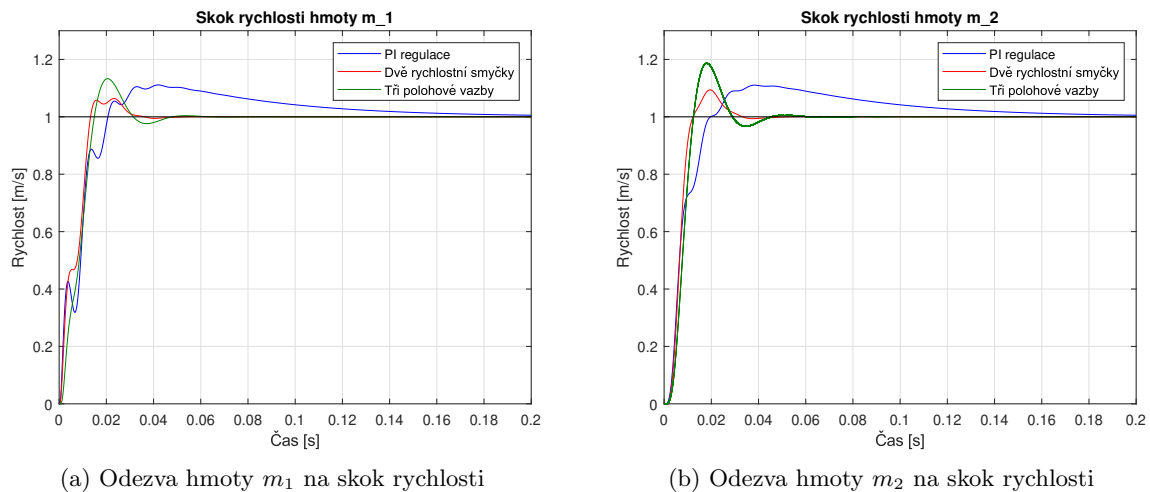
Obr. 4.9: Schéma běžné regulace se třemi polohovými vazbami dvoumotového translačního systému

4.1.4 Srovnání běžné kaskádní regulace s vybranými metodami regulace

Metody regulace byly srovnávány pomocí níže popsaných přenosů a reakcí na vstupní signál. Byly použity reakce na požadavek skoku rychlosti pro obě hmoty (obr. 4.10a, 4.10b), jelikož regulace se dvěma rychlostními smyčkami využívá i derivovaný signál polohy hmoty m_2 jako vnější rychlostní zpětnou vazbu. Dále byly pro porovnání použity přenosy rychlostí v_1/v_{zad} , v_2/v_{zad} , u přenosu v_1/v_{zad} bylo hodnoceno propustné pásmo, zesílení na nízkých frekvencích ($2 - 10 \text{ Hz}$) a zesílení v okolí vlastní frekvence $\Omega_r = 98 \text{ Hz}$ (obr. 4.11). U přenosu v_2/v_{zad} bylo hodnoceno pouze propustné pásmo (obr. 4.12). Mezi další srovnávací kritéria patřila odezva polohy hmoty m_2 na rampu polohy a Bode diagram přenosu polohové smyčky x_2/x_{zad} . U rampy polohy byla srovnávána velikost polohové odchylky a doba dosažení žádané polohy. U přenosu polohové smyčky byla srovnávána propustná pásma. Posledním srovnávacím prostředkem byl Bode diagram přenosu x_2/F_Z také nazývaný dynamická poddajnost regulace.

Srovnávací kritéria:

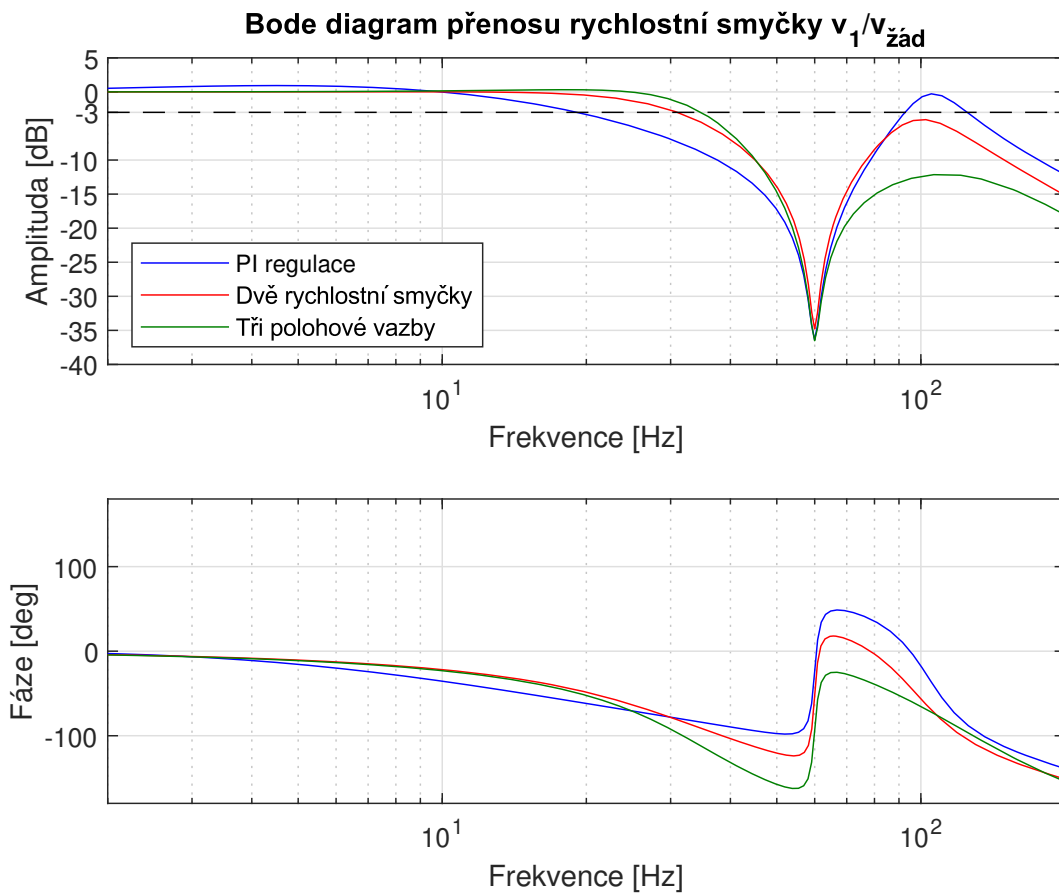
- Odezva na skok rychlosti hmoty m_1
- Odezva na skok rychlosti hmoty m_2
- Přenos rychlostní smyčky v_1/v_{zad}
- Přenos v_2/v_{zad}
- Odezva na rampu polohy
- Přenos polohové smyčky x_2/x_{zad}
- Přenos dynamické poddajnosti x_2/F_Z



Obr. 4.10: Srovnání reakce na skok rychlosti hmoty m_1 a m_2 při $m_2 = 260 \text{ kg}$

Na obr. 4.10a a 4.10b jsou zobrazeny odezvy na požadavek skoku rychlosti hmot m_1 a m_2 . V obou průbězích skoku proběhlo ustálení u regulace se dvěma rychlostními smyčkami v čase $0,05 \text{ s}$. Regulace se třemi polohovými vazbami dosáhla žádané hodnoty 1 m/s v čase $0,08 \text{ s}$. Také je patrné téměř úplné ztlumení počátečních kmitů. U PI regulace bylo nutné z důvodu přílišného zesílení v oblasti $3 - 8 \text{ Hz}$ snížit vliv integrační složky, což způsobilo ustálení u obou hmot po $0,2 \text{ s}$.

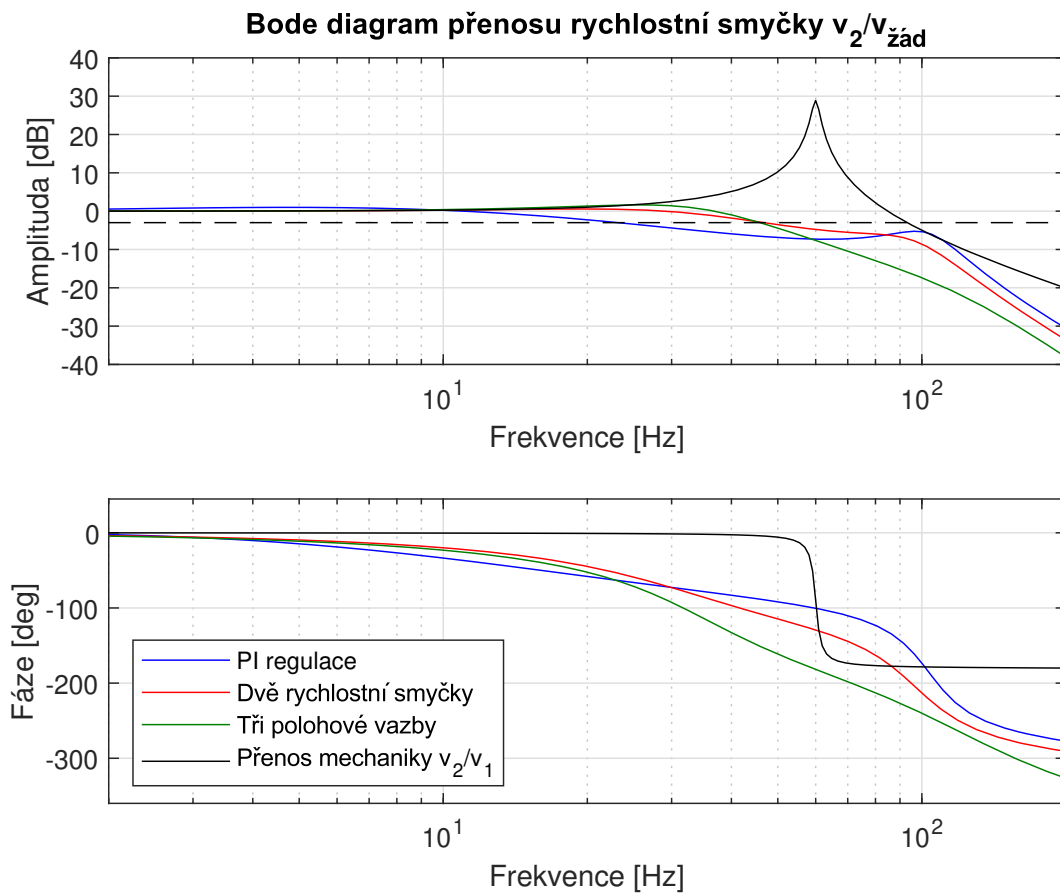
Obr. 4.11 zobrazuje Bode diagram přenosu $v_1/v_{\text{žád}}$ všech tří metod regulace. Při porovnání je viditelné, že u PI regulace stoupá křivka v rozsahu $2 - 8 \text{ Hz}$ nad 0 dB s maximální hodnotou $0,93 \text{ dB}$, regulace se dvěma rychlostními smyčkami i regulace se třemi polohovými vazbami zůstává na hodnotě 0 dB . V okolí vlastní frekvence Ω_r je všech průběhů viditelný vrchol, regulace se třemi polohovými vazbami zde vykazuje nejlepší tlumení s hodnotou -12 dB . PI regulace v této oblasti dosahuje hodnoty $0,3 \text{ dB}$. Tlumení v okolí vlastní frekvence se projevuje na odezvě hmoty m_1 na skok rychlosti (obr. 4.10a) v počátečních zákmitech v čase 0 až $0,4 \text{ s}$, které jsou u regulace se třemi polohovými vazbami téměř eliminovány. Propustné pásmo v amplitudě je nejvyšší u regulace se třemi polohovými vazbami s hodnotou v amplitudě 35 Hz , ve fázi 30 Hz , u regulace se dvěma rychlostními vazbami je propustné pásmo v amplitudě 31 Hz a ve fázi 34 Hz . U PI regulace je propustné pásmo v amplitudě 19 Hz , ve fázi 40 Hz . Výsledné propustné pásmo regulace se dvěma rychlostními vazbami je 31 Hz , regulace se třemi polohovými vazbami $29,5 \text{ Hz}$ a u PI regulace 19 Hz . U obou zkoumaných metod je propustné pásmo přenosu $v_1/v_{\text{žád}}$ o přibližně jedenapůlkrát vyšší než u PI regulace, přičemž je zároveň odezva na skok rychlosti kvalitativně lepší u zkoumaných metod.



Obr. 4.11: Srovnání přenosů mezi $v_{\text{žád}}$ a v_1

V Bode diagramu přenosu $v_2/v_{\text{žád}}$ (obr. 4.11) jsou zobrazeny přenosy PI regulace, řízení se dvěma rychlostními smyčkami a regulace se třemi polohovými vazbami. Navíc je zde přidán přenos samostatného mechanického systému v_2/v_1 , který slouží pro potvrzení podobného chování dvoumotovového systému jako v článku [12] na obr. 3.14a. Při porovnání obr. 4.12 a 3.14a je viditelné, že přenos mechanického systému je téměř shodný, ale přenosy PI regulace i metody se dvěma rychlostními smyčkami se liší, v článku [12] nebyly uvedeny hodnoty jednotlivých zesílení v regulacích, což znemožnilo otestovat totožné naladění.

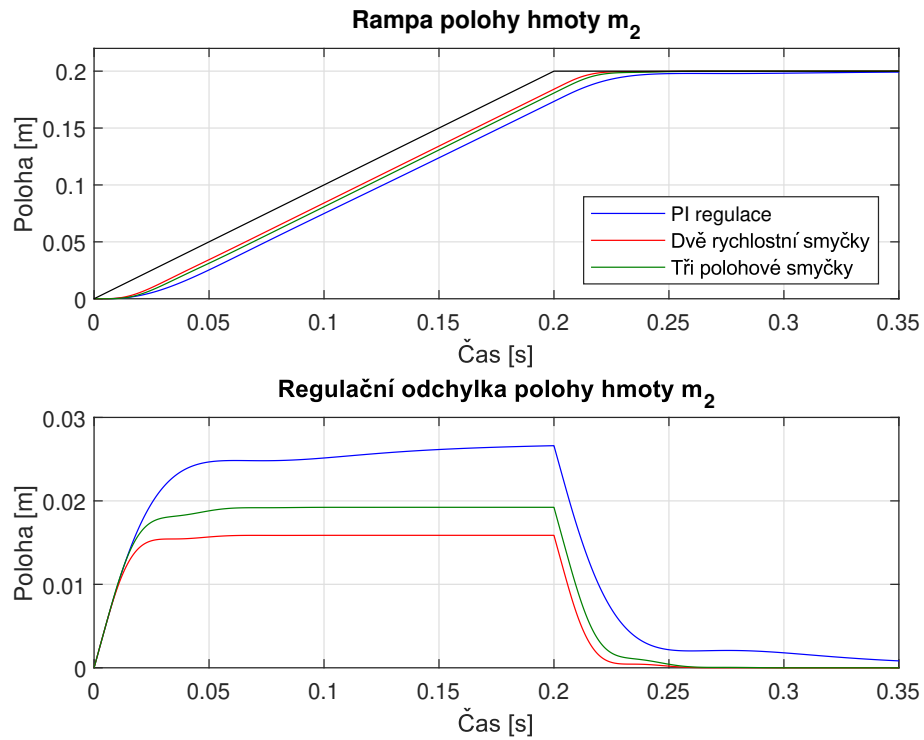
Při srovnání přenosů je viditelné, že křivka PI regulace opět na nižších frekvencích překračuje hodnotu 0 dB a oproti regulaci se dvěma rychlostními vazbami i se třemi polohovými vazbami je méně tlumená v okolí vlastní frekvence. Propustné pásmo je opět nejvyšší u regulace se dvěma rychlostními smyčkami hodnotou 37 Hz ve fázi, u metody se třemi polohovými vazbami je propustné pásmo 29 Hz ve fázi, u PI regulace je hodnota propustného pásma 23 Hz v amplitudě.



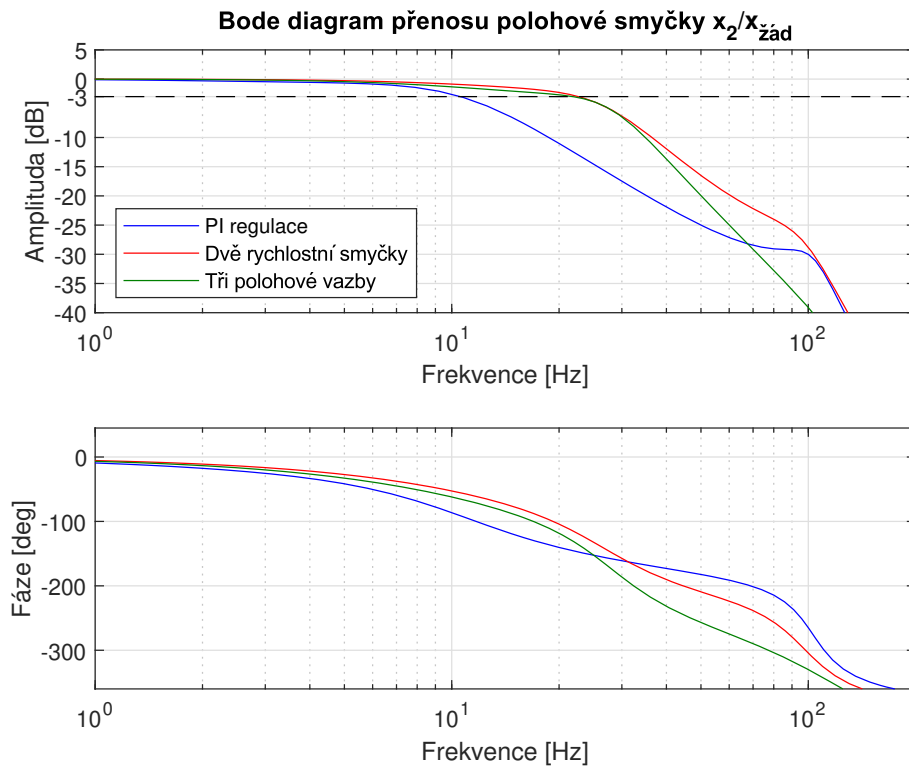
Obr. 4.12: Srovnání přenosů mezi $v_{\text{žád}}$ a v_2

V grafu na obr. 4.13 je zobrazena odezva srovnávaných metod regulací na rampu polohy. Ve spodní části grafu je vykreslena regulační odchylka polohy, ve které je viditelné, že u PI regulace nebylo dosaženo konstantní odchylky na rozdíl od obou zkoumaných metod regulací. Z obou grafů je zřejmé, že u dvou rychlostních smyček je polohová odchylka nejnižší a došlo k dřívějšímu dosažení požadované hodnoty při čase 0,25 s. Polohová odchylka metody se třemi polohovými vazbami dosáhla nulové hodnoty v čase 0,27 s. U PI regulace došlo k ustálení v čase 0,5 s.

Z přenosu $x_2/x_{\text{žád}}$ všech regulací (obr. 4.14) je viditelné nejvyšší propustné pásmo v amplitudě 23 Hz i ve fázi 17 Hz u dvou rychlostních smyček. Propustné pásmo ve amplitudě u třech polohových vazeb je 22 Hz, ve fázi 15 Hz. Nejnižší propustná pásma polohové smyčky jsou u PI regulace s propustným pásmem v amplitudě 11 Hz a ve fázi 10 Hz. U všech metod regulací je nižší hodnotou propustné pásmo ve fázi, je tedy propustným pásmem polohové smyčky u všech metod.

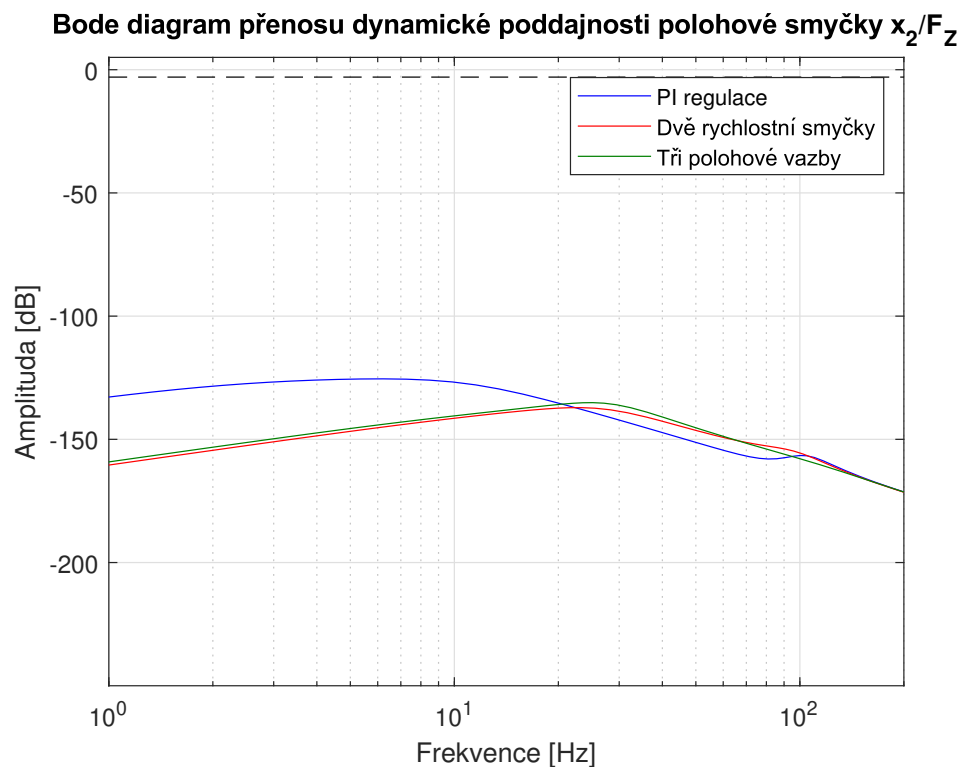


Obr. 4.13: Srovnání reakce na rampu polohy hmoty m_2 při $m_2 = 260 \text{ kg}$



Obr. 4.14: Srovnání přenosů mezi $x_{\text{žad}}$ a x_2

Dynamická poddajnost polohové smyčky (přenos x_2/F_Z) je vykreslena na obr. 4.15. Vrchol křivky PI regulace s hodnotou amplitudy -126 dB se nachází v okolí frekvence 7 Hz , regulace se dvěma rychlostními smyčkami vykazuje vyšší tuhost s rezonancí na vyšší frekvenci s hodnotou amplitudy -137 dB v okolí frekvence 25 Hz . U regulace se třemi polohovými vazbami se vrchol nachází v okolí 25 Hz s hodnotou -135 dB , je možné si také všimnout zatlumení vlivu vlastní frekvence.



Obr. 4.15: Srovnání dynamické poddajnosti x_2/F_Z

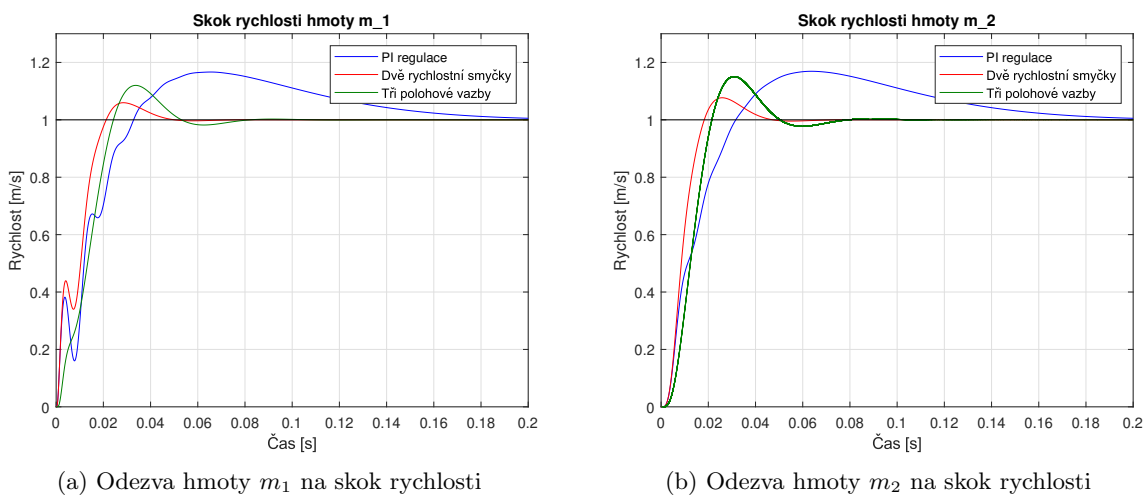
4.1.5 Zvýšení hmotnosti m_2

V publikaci [12] bylo zmíněno, že regulace se dvěma zpětnými vazbami přináší největší výhody oproti běžné regulaci při vysokých poměrech hmotností m_2/m_1 , z toho důvodu byla pro všechny zmíněné metody regulace zvýšena hmotnost m_2 na dvojnásobek, tedy 520 kg , regulace byly pro tuto hmotnost znovu naladěny. Vlastní frekvence dvouhmotového systému se snížila na hodnotu 87 Hz , antirezonance se snížila na 42 Hz . U všech metod se při reakci na skok rychlosti zvýšila amplituda počátečního zákmitu, který byl popsán v předchozích kapitolách, také se zvýšila doba ustálení (obr. 4.16a, 4.16b) konkrétní doby ustálení jsou dohledatelné v tab. 4.2. V přenosu $v_1/v_{zád}$ na obr. 4.17 se výrazněji projevovává vlastní frekvence, což znesnadnilo ladění PI regulace. Propustné pásmo se u všech přenosů snížilo, konkrétní hodnoty jsou zobrazeny v tab. 4.2.

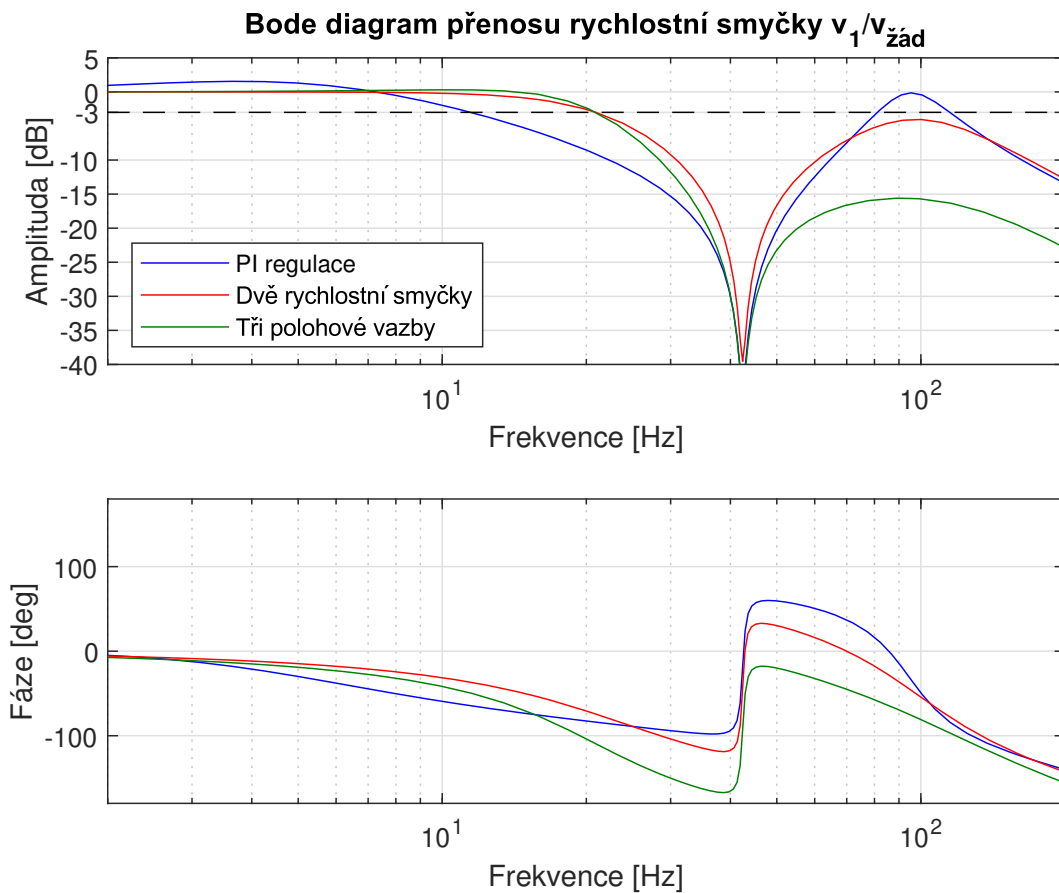
Absolutní rozdíl mezi zkoumanými metodami a PI regulací propustných pásem se po zvýšení hmotnosti snížil. Výjimkou byl pouze přenos $v_2/v_{žád}$ u metody dvou rychlostních smyček, zde se rozdíl propustných pásem $BW_{2v} - BW_{PI}$ zvýšil o $0,5 Hz$, kromě této informace nemá přenos $v_2/v_{žád}$ nyní přílišnou výpovědní hodnotu, proto nebyl zobrazen. Z odečtení propustných pásem by bylo možné říci, že nebyla potvrzena domněnka výraznějšího projevu přínosu metody se dvěma rychlostními smyčkami, týkající se zvýšení rozdílu pásem po přeladění při vyšší hmotnosti m_2 . Z pohledu relativních odchylek propustných pásem lze ovšem soudit, že přínos metody se zvýšením poměru m_2/m_1 projevil výrazněji (tab. 4.1). Použitím relativních odchylek zkoumané metody od PI regulace je více zohledněno přeladění všech regulací po změně hmotnosti. V tab. 4.1 jsou zobrazeny procentuální navýšení celkového propustného pásma (menší z hodnot propustného pásma ve fázi a amplitudě) jednotlivých přenosů zkoumaných metod vůči běžné PI regulaci.

Tab. 4.1: Tabulka srovnání procentuálního přínosu metod regulací oproti běžné kaskádní regulaci

$m_2 = 260 kg$	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$\Delta [\%] v_1/v_{žád}$	62	54
$\Delta [\%] v_2/v_{žád}$	59	27
$\Delta [\%] x_2/x_{žád}$	67	46
$m_2 = 520 kg$	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$\Delta [\%] v_1/v_{žád}$	83	55
$\Delta [\%] v_2/v_{žád}$	111	41
$\Delta [\%] x_2/x_{žád}$	103	52

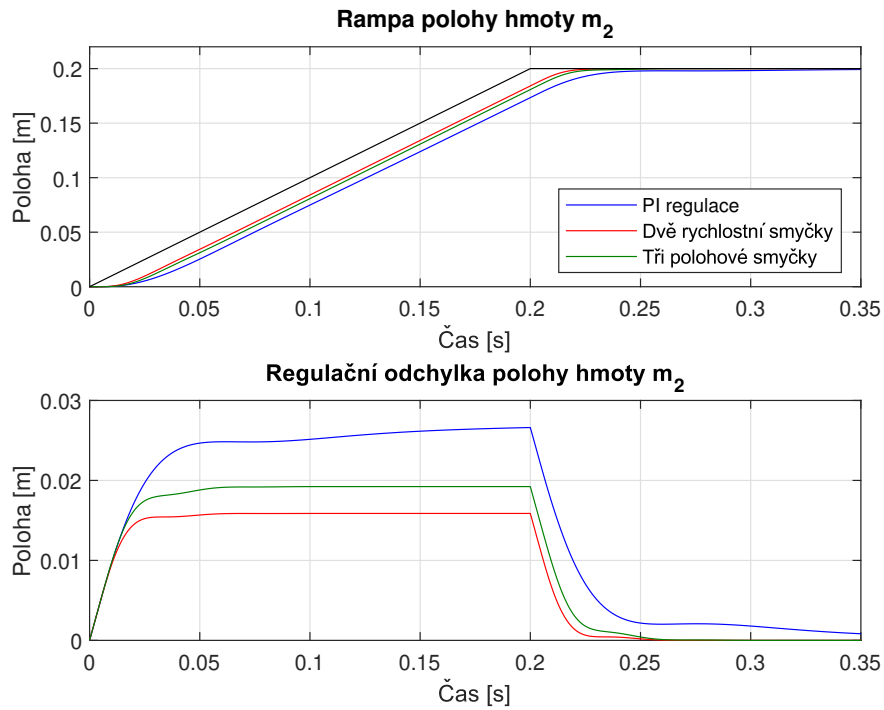


Obr. 4.16: Srovnání reakce na skok rychlosti hmoty m_1 a m_2 při $m_2 = 520 kg$

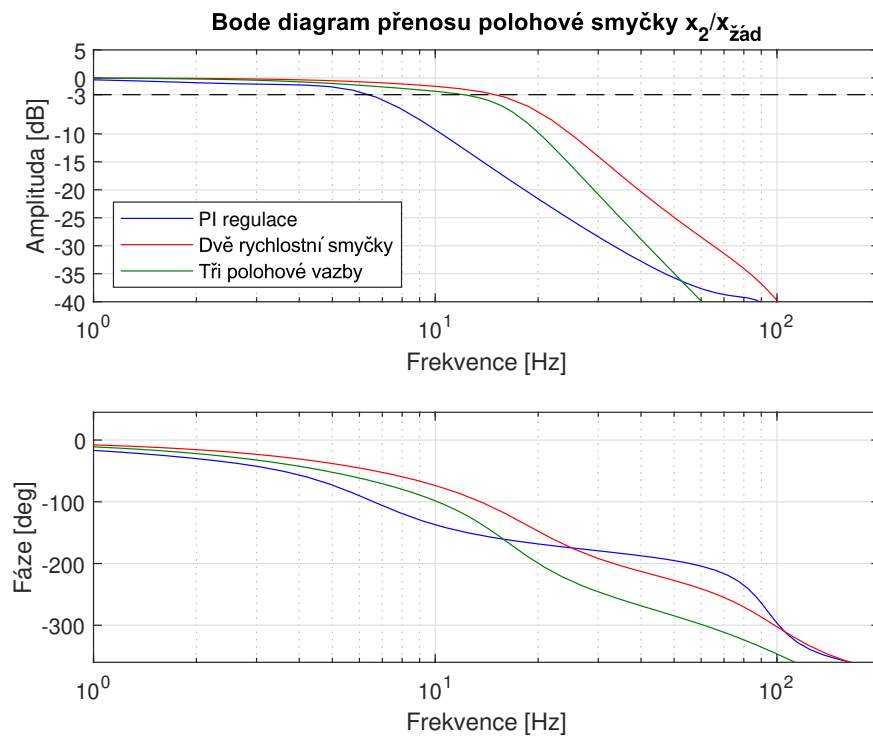


Obr. 4.17: Srovnání přenosů mezi $v_{\text{žád}}$ a v_1 při $m_2 = 520 \text{ kg}$

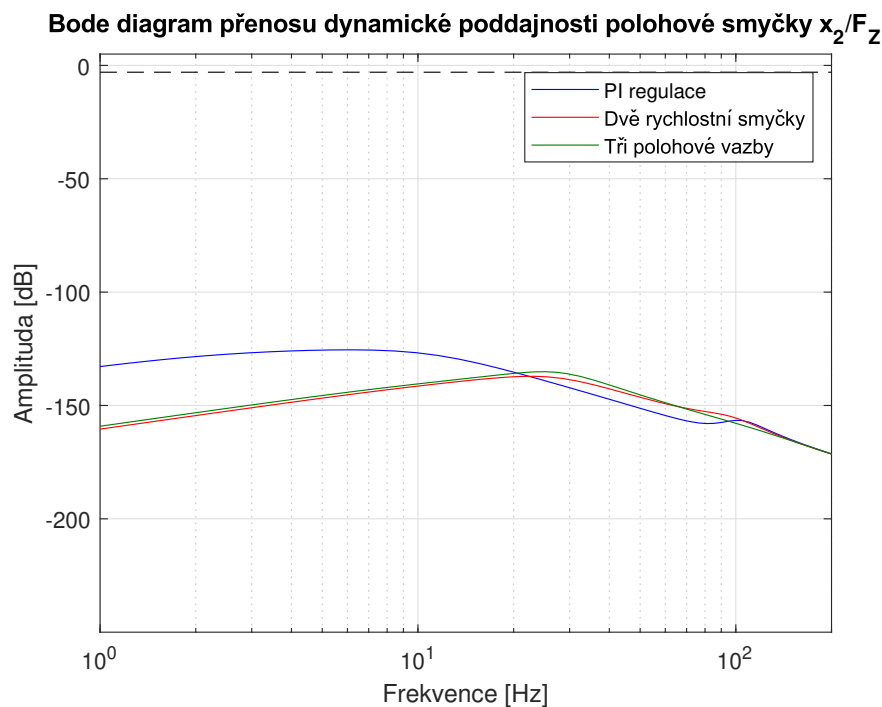
Na obr. 4.18 je zobrazena reakce systému na požadavek rampy polohy. Odchylka polohy se zvýšila spolu s časem dosažení žádané polohy. Nejvýrazněji se odchylka zvýšila u PI regulace na téměř dvojnásobek oproti konfiguraci s $m_2 = 260 \text{ kg}$. V přenosu polohové smyčky (obr. 4.19) došlo ke snížení propustných pásem všech regulací, k nejvýraznějšímu snížení došlo u PI regulace. Vrchol přenosu dynamické poddajnosti polohové smyčky se u všech metod posunul na nižší frekvenci a na vyšší hodnotu amplitudy (obr. 4.20). Detailněji jsou rozdíly mezi naladěním i mezi jednotlivými regulacemi zobrazeny v tab. 4.2.



Obr. 4.18: Srovnání reakce na rampu polohy hmoty m_2 při $m_2 = 520 \text{ kg}$



Obr. 4.19: Srovnání přenosů mezi $x_{\text{žad}}$ a x_2 při $m_2 = 520 \text{ kg}$



Obr. 4.20: Srovnání dynamické poddajnosti x_2/F_Z při $m_2 = 520 \text{ kg}$

4.1.6 Zhodnocení výsledků regulace dvoumotového systému

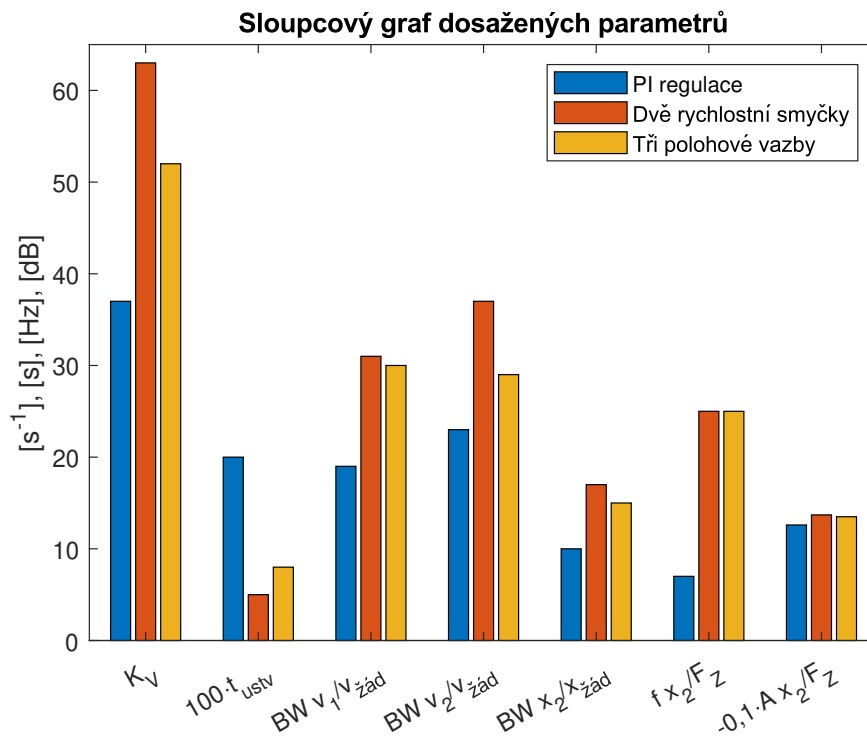
V této kapitole byl popsán dvoumotový translační systém, na kterém byly aplikovány dvě metody regulace popsané v rešeršní části, jednalo se o metody se dvěma rychlostními vazbami a se třemi polohovými vazbami. V tab. 4.2 a na obr. 4.21, 4.22 jsou shrnuty dosažené parametry jednotlivých metod regulací. V tabulce tab. 4.2 jsou zobrazeny tyto parametry: regulační konstanty všech metod, součin zesílení PI regulátorů s jejich časovými konstantami, poměr zesílení rychlostní a polohové smyčky, čas ustálení odezvy na skok rychlosti t_{ustv} , propustná pásma všech uváděných přenosů, frekvence a útlum vrcholu dynamické poddajnosti polohové smyčky. Hodnoty ve sloupcových grafech na obr. 4.21, 4.22 byly upraveny, aby je bylo možné vykreslit do jednoho grafu a byly zachovány poměry veličin.

Na systém byla nasazena také běžná kaskádní regulace, se kterou byly zkoumané metody srovnávány. Běžná PI regulace byla ze všech metod nejméně tlumená, dosahovala u přenosů rychlostní i polohové smyčky nejnižších propustných pásem a jako jediná v oblasti nízkých frekvencí vykazovala zesílení vyšší než 0 dB . Nejvyšších propustných pásem, lepšího tlumení v okolí vlastní frekvence a nejrychlejší reakce na skok rychlosti vykazovala metoda regulace se dvěma rychlostními smyčkami. Zároveň se potvrdil předpoklad z [12], že při vyšším poměru m_2/m_1 se projeví přínos metody se dvěma rychlostními

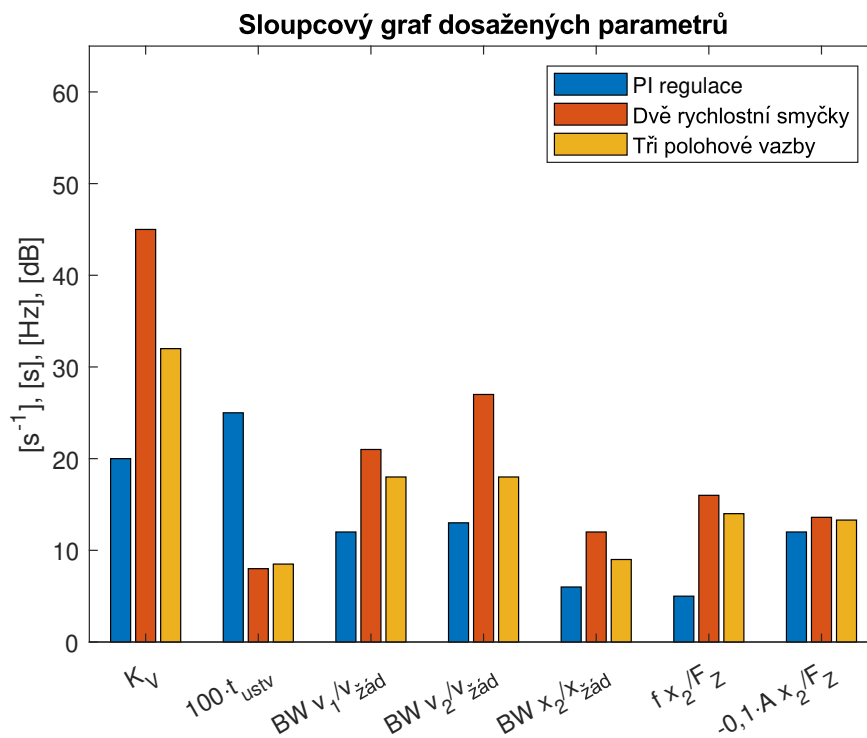
smyčkami výrazněji. Metoda se třemi polohovými vazbami vykazovala nejlepší tlumení a vrchol dynamické poddajnosti byl na nejvyšší frekvenci v porovnání se zbylými metodami. Lze říci, že na dvoumotovém systému bylo otestování odlišných metod regulace úspěšné, jelikož obě zkoumané metody předčili PI regulaci dle očekávání z rešeršní části. Modely regulace dvoumotového systému se nachází v elektronické příloze 1 ve složce Dvoumotovy_translacni_system pod názvem translacni_dvouhmota_vsechny_reg.slx se zdrojovými daty v souboru translacni_dvouhmota_reg_m2_260kg.m, pro zvýšenou hmotnost má soubor se zdrojovými daty název translacni_dvouhmota_reg_m2_520kg.m.

Tab. 4.2: Tabulka srovnání jednotlivých metod regulace

$m_2 = 260 \text{ kg}$	PI regulace	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$K_P [A \text{ s/m}]$	42 850	60 509	150
$T_N [s]$	0,0613	0,0026	0,00056
$K_F [N/A]$	1	1	1
$K_{PV} [-]$	-	0,45	-
$K_{PA} [s^{-1}]$	-	-	58,4
$K_V [m/(s \text{ m})]$	37	63	52
$K_{P,PV,PA} \cdot T_N$	2 627	0,0012	0,0327
K_P/K_V	1 158	960,5	2,88
$t_{ustv} [s]$	0,2	0,05	0,08
$BW v_1/v_{\text{žad}} [Hz]$	19	31	30
$BW v_2/v_{\text{žad}} [Hz]$	23	37	29
$BW x_2/x_{\text{žad}} [Hz]$	10	17	15
$f x_2/F_Z [Hz]$	7	25	25
$A x_2/F_Z [dB]$	-126	-137	-135
$m_2 = 520 \text{ kg}$	PI regulace	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$K_P [A \text{ s/m}]$	37 990	70 544	92,84
$T_N [s]$	0,0574	0,004	0,00056
$K_F [N/A]$	1	1	1
$K_{PV} [-]$	-	0,5	-
$K_{PA} [s^{-1}]$	-	-	56,84
$K_V [m/(s \text{ m})]$	20	45	32
$K_{P,PV,PA} \cdot T_N$	2 181	0,002	0,0325
K_P/K_V	1 900	1 568	2,9
$t_{ustv} [s]$	0,25	0,08	0,085
$BW v_1/v_{\text{žad}} [Hz]$	12	21	18
$BW v_2/v_{\text{žad}} [Hz]$	13	27	18
$BW x_2/x_{\text{žad}} [Hz]$	6	12	9
$f x_2/F_Z [Hz]$	5	16	14
$A x_2/F_Z [dB]$	-120	-136	-133



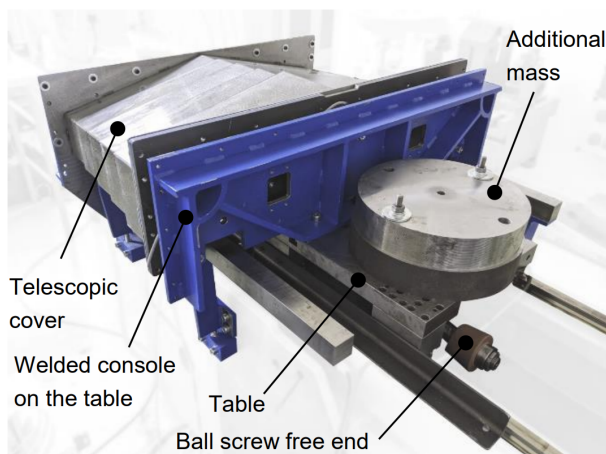
Obr. 4.21: Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.2 pro $m_2 = 260 \text{ kg}$



Obr. 4.22: Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.2 pro $m_2 = 520 \text{ kg}$

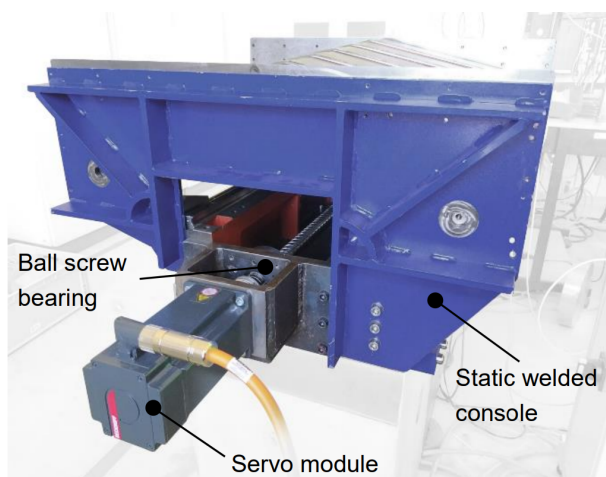
4.2 Model osy s kuličkovým šroubem

Pro hlavní otestování zmíněných metod regulace byl vytvořen model pohybové osy s kuličkovým šroubem na základě testovacího standu STD3 umístěného v laboratořích RCMT (obr. 4.23). Jak je viditelné z obr. 4.23, na standu je jednostranně uložený kuličkový šroub, na stole je závaží a upevnění konzoly teleskopického krytování.



Obr. 4.23: Fotografie standu STD3 v laboratořích RCMT [16]

Jako pohon kuličkového šroubu je použit servomotor Beckhoff AM8053 s řídicím systémem TwinCat. Servomotor je se šroubem přímo propojen kovovou vlnovcovou spojkou bez vloženého převodu. Za spojkou následuje spojovací hřídel a radiálně axiální ložisko (obr. 4.24).

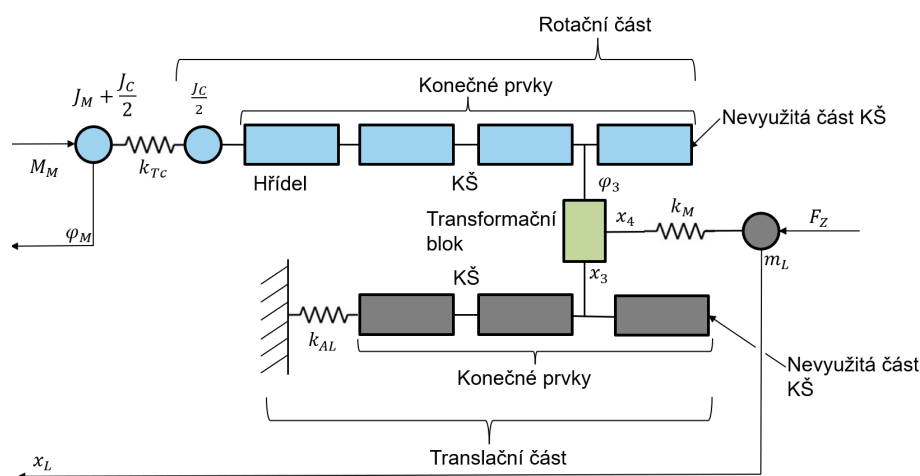


Obr. 4.24: Fotografie standu STD3 ze strany pohonu v laboratořích RCMT [16]

4.2.1 Tvorba modelu pohybové osy

Model pohybové osy byl tvořen v Matlab Simulink pomocí nástroje pro fyzikální modelování Simscape. Model byl vytvořen na základě modelu pohybové osy popsáném v kapitole 3.3.2, konkrétně podle obr. 3.17. Vytvořený model se skládá z rotační části a translační části, které jsou spojeny pomocí transformačního bloku reprezentujícího převod kuličkového šroubu a matice. Rotační část zahrnuje moment setrvačnosti rotoru motoru J_M , torzní tuhost a moment setrvačnosti spojky k_{TC} , J_C , torzní konečné prvky reprezentující torzní tuhosti a momenty setrvačnosti hřídele, aktivní části kuličkového šroubu a nevyužitou část kuličkového šroubu. Translační část obsahuje tuhost axiální tuhost radiálně axiálního ložiska k_{AL} , axiální konečné prvky popisující aktivní a nevyužitou část šroubu. Dále je v modelu zahrnuta tuhost kuličkové matice a hmotnost stolu se závažím. Konečné prvky, ani transformační blok s požadovanou funkcí nejsou dostupné v knihovně Simulinku, tyto prvky byly proto vytvořeny pomocí bloku Simscape Component, do kterého je možné psát funkce pro Simulink pomocí Simscape Language. Funkce transformačního bloku bude popsána v další podkapitole.

Schéma vytvořeného modelu je zobrazeno na obr. 4.25, mezi schémata na obr. 3.17 a 4.25 jsou viditelné rozdíly. Ve vytvořeném modelu byly i pro nevyužitou část kuličkového šroubu použity konečné prvky, jelikož umožňují souvislé rozložení hmotnosti mezi uzly, což je přesnější, než využití koncentrované hmotnosti nebo momentu setrvačnosti [22]. Moment setrvačnosti spojky byl rozdělen pro přesnější popsání spojky na poloviny, jedna byla přičtena k momentu setrvačnosti rotoru motoru, druhá polovina byla umístěna za tuhost spojky. Konkrétní parametry vytvořeného modelu jsou v elektronické příloze 1 ve složce Model_KS v souboru se zdrojovými daty pohybova_osa_KS_m.m.



Obr. 4.25: Schéma vytvořeného modelu kuličkového šroubu

Tvorba transformačního bloku

Transformační blok byl vytvořen na základě vztahů 4.9, 4.10 z disertační práce [13], značení bylo zachováno stejné jako ve zmíněné práci. Rovnice 4.9 vyjadřuje vztah spádových veličin Simulinku, vztah 4.10 popisuje vztah průtokových veličin.

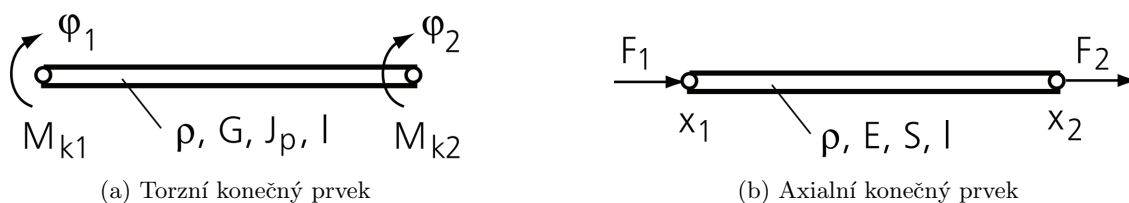
$$x_4 = \varphi_3 h + x_3 \quad (4.9)$$

$$F_3 = \frac{M_3}{h} \quad (4.10)$$

Tvorba MKP prvků

Konečné prvky byly vytvářeny na základě rovnic popsaných v literatuře [13]. Odvození matic hmotnosti a tuhosti je možné najít v literatuře [22], v tomto případě je u obou druhů prvků využita konzistentní matice hmotnosti, která zvyšuje přesnost výpočtu oproti nekonzistentní, ale zároveň zvyšuje nároky výpočtu na paměť.

Při tvorbě konečných prvků v prostředí Simscape Language bylo možné nastavit časově proměnnou délku prvků pomocí příkazu input v závislosti na okamžité poloze matice při běhu simulace. Vztah 4.13 popisuje přesněji proměnnou délku konečných prvků.



Obr. 4.26: Zobrazení torzních a axiálních konečných prvků [13]

Tvar rovnice pro torzní konečný prvek (obr. 4.26a) je popsán vztahem 4.11:

$$\mathbf{M} \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{K} \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{M}_K; \boldsymbol{\varphi} = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}; \mathbf{M}_K = \begin{bmatrix} M_{K1} \\ M_{K2} \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Tvar matice hmotnosti a tuhosti je:

$$\mathbf{M} = J \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & \frac{1}{6} \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{3} \end{bmatrix}; \mathbf{K} = k_T \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}; J = \rho J_p l; k_T = \frac{G J_p}{l}$$

Tvar rovnice pro axiální konečný prvek (obr. 4.26b) je vyjádřen ve vztahu 4.12:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{F}; \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}; \quad (4.12)$$

Kde matice hmotnosti a tuhosti jsou vyjádřeny:

$$\mathbf{M} = m \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & \frac{1}{6} \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{3} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{K} = k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}; \quad m = \rho S l; \quad k = \frac{E S}{l}$$

Proměnná délka konečných prvků závisící na poloze matice byla popsána vztahem:

$$l = \frac{l_p + l_M}{n} \quad (4.13)$$

kde l_p je počáteční poloha matice od axiálního ložiska, l_M je přírůstek polohy matice od spuštění simulace a n je počet konečných prvků nahrazujících aktivní část kuličkového šroubu.

Jak je viditelné ze schématu na obr. 4.25 a vztahů 4.11, 4.12, jedná se o model netlumeného systému. Pro účely této diplomové práce, kdy je cílem porovnání přínosů metod regulací, je netlumený model dostačující. V případě potřeby přesnějšího tlumeného modelu lze model doplnit o matici tlumení \mathbf{B} , případně i o model pasivních odporů jako například v [16].

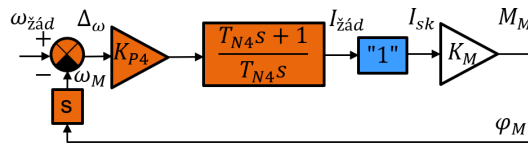
4.2.2 Verifikace modelu

Po dokončení modelu pohybové osy bylo potřeba provést verifikaci, při které se model upraví tak, aby co nejlépe vystihoval dynamické chování reálné mechanické soustavy. Pro srovnání modelu a reálné osy testovacího standu STD3 byl vybrán přenos rychlostní smyčky kaskádní regulace $\omega_M/\omega_{žád}$. Funkce řídicího systému Beckhoff Twin-Cat neumožňují vykreslení frekvenčního přenosu samotné mechanické struktury, proto byl zvolen přenos rychlostní smyčky, který řídicí systém umožňuje změřit. Pro účely verifikace byla na model připojena jednoduchá rychlostní smyčka s PI regulátorem bez zařazení filtrů signálu a s jednotkovým přenosem proudové regulace (obr. 4.27). Byly použity konstanty regulace stejné jako na testovacím standu:

$$K_{P4} = 1,1 \text{ A s/rad}$$

$$T_{N4} = 0,005 \text{ s}$$

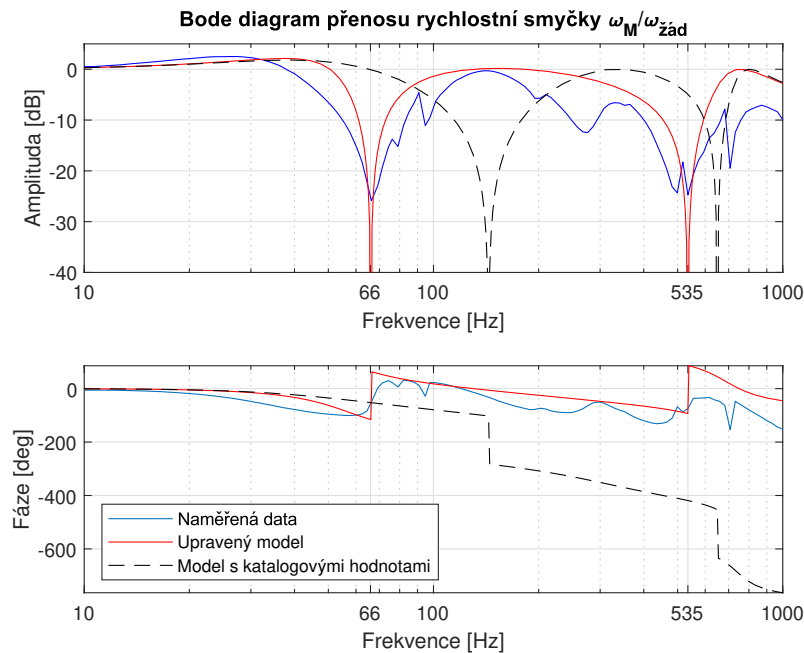
$$K_M = 2,42 \text{ Nm/A}$$



Obr. 4.27: Rychlostní smyčka pro verifikaci modelu

Z naměřených dat byl vykreslen žádaný přenos $\omega_M/\omega_{\text{žád}}$ (modrá křivka v obr. 4.28), v něm bylo známo, kde leží první dvě antirezonanční frekvence sestavy modelovaných komponent. První antirezonanční frekvence má hodnotu 66 Hz , druhá 535 Hz . Jelikož antirezonance jsou v tomto přenosu lépe identifikovatelné než rezonanční frekvence, byl podle nich hodnocen vytvořený model pohybové osy. Jelikož se jedná o netlumený model, nebyl brán v potaz celkový tvar antirezonančních vrcholů, ale pouze jejich frekvence.

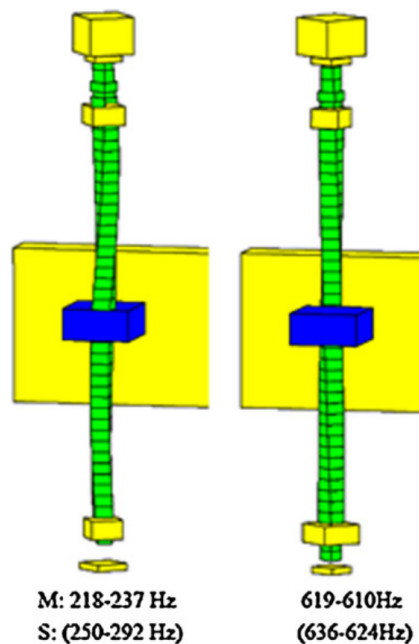
Na obr. 4.28 je černou čárkovanou křivkou zobrazen přenos modelu s katalogovými hodnotami komponent. Obě antirezonanční frekvence jsou na podstatně vyšších hodnotách než u reálného standu, první leží na hodnotě 144 Hz , druhá na 650 Hz . Modelovaný systém byl příliš tuhý a bylo nutné vybrat komponenty, u kterých se sníží tuhost pod katalogovou hodnotu. Pro snížení tuhosti byla vybrána kuličková matice s tuhostí k_M a kovová torzní vlnovcová spojka s torzní tuhostí k_{Tc} . Změny hmotností jednotlivých komponent by také ovlivnily antirezonanční frekvence, ty ale odpovídají reálným hodnotám, proto nebyly upravovány.



Obr. 4.28: Porovnání Bode diagramu naměřeného přenosu rychlostní smyčky $\omega_M/\omega_{\text{žád}}$ s přenosem modelu

Před konfigurací parametrů standu bylo zjištěno, že model se při vykreslování Bode diagramů nesprávně linearizuje, jelikož spuštěním funkce Estimation v aplikaci Model linearizer v Simulinku, která vykresluje přenosy pomocí sledování odezvy simulace na signál bez linearizace modelu, nebyl výsledek stejný jako po linearizaci. Bylo zjištěno, že linearizace byla prováděna v čase 0 s a počáteční hodnoty síly a kroutícího momentu transformačního bloku byly nastaveny na nulové hodnoty, což pravděpodobně zapříčinilo chybnou linearizaci modelu. Nastavením nenulového času pro linearizaci, byl problém odstraněn.

Při nastavování parametrů bylo zjištěno, že změna tuhosti kuličkové matice má vliv na obě antirezonanční frekvence, ovšem výraznější vliv má na první antirezonanční frekvenci. Změna torzní tuhosti má vliv také na obě antirezonanční frekvence, druhá frekvence je na změnu citlivější. Tyto vlastnosti mohou napovědět, jak vypadají první dva vlastní tvary soustavy. V článku [2] jsou popsány první tři vlastní tvary MKP modelu osy s kuličkovým šroubem, na obr. 4.29 jsou zobrazeny první dva z nich. Autoři článku uvádějí, že první vlastní tvar modelovaného pohonu je nejvíce dominantní, má největší vliv na polohu stolu a dochází při něm ke kombinaci axiální deformace, torzní deformace a vzpěru. V druhém vlastním tvaru na obr. 4.29 dochází podle autorů publikace ke krutu kuličkového šroubu a naklápění stolu, tento tvar nemá příliš vliv na polohu stolu. Autor této práce předpokládá, že první dva vlastní tvary modelu pohybové osy STD3 mohou mít podobný charakter jako popsané tvary v literatuře [2]. Jelikož první antirezonanční frekvence spolu s první vlastní frekvencí je více citlivá na tuhost kuličkové matice než na torzní tuhost spojky, mohl by být první vlastní tvar kombinací axiální a torzní deformace šroubu s dominantní axiální deformací. Analogicky se lze domnívat, že pokud je druhá antirezonanční frekvence citlivější na torzní tuhost spojky a méně výrazně reaguje na změnu tuhosti matice, mohlo by se jednat o kombinaci axiální a torzní deformace s dominantní torzní deformací, což je mírně odlišný závěr než v literatuře [2].



Obr. 4.29: Vlastní tvary osy s kuličkovým šroubem modelované pomocí metody konečných prvků [2]

Aby měl přenos modelu stejné antirezonanční frekvence jako naměřený přenos, bylo potřeba výrazně snížit tuhost kuličkové matice na $0,095 \cdot k_{Mp\u00fuv}$ původní hodnoty, což přesunulo antirezonanční frekvence téměř na cílové hodnoty. Snížením torzní tuhosti spojky na $0,933 \cdot k_{Tcp\u00fuv}$ bylo dosaženo téměř shodných hodnot antirezonančních frekvencí (obr. 4.28 červená křivka):

$$\Omega_{L1} = 66 \text{ Hz}$$

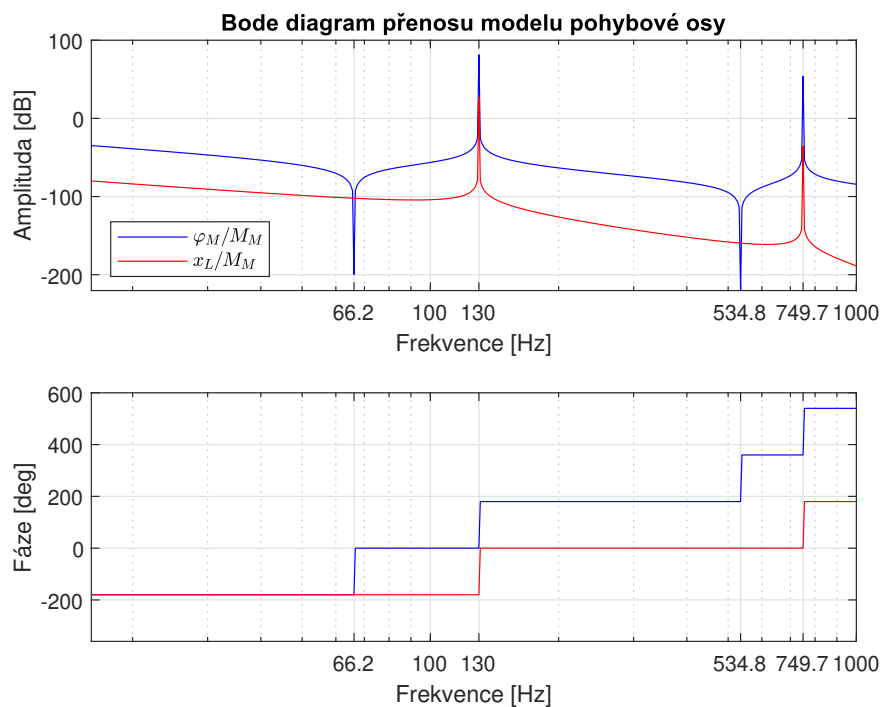
$$\Omega_{L2} = 355 \text{ Hz}$$

Tuhost matice byla snížena velmi výrazně, nabízí se několik možných vysvětlení. V modelu není zahrnuto velké množství komponent s nezanedbatelnou poddajností, velký příspěvek k poddajnosti se očekává od samotného rámu standu, který není zahrnut v modelu. Na stole je upevněna konzola pro teleskopické krytování, která by mohla mít také nezanedbatelný vliv na tuhost systému. Bylo zjištěno, že samotná kuličková matice je na standu již poměrně dlouhou dobu, je tedy možné, že je za hranicí životnosti a má podstatně nižší tuhost, než je její katalogová hodnota.

Z obr. 4.28 je viditelné, že v naměřeném přenosu rychlostní smyčky je podstatně větší množství propadů a vrcholů než u přenosu modelu. Tento jev je způsoben již zmíněným nezahrnutím některých poddajností komponent do modelu, které mají významný vliv na poddajnost celé soustavy. Antirezonanční propady přenosu rychlostní smyčky modelu sahají výrazně níže než u naměřeného přenosu, což je pravděpodobně způsobeno nezahrnutím tlumení do modelu, na reálné ose se vyskytuje materiálové tlumení, tlumení způsobené spoji mezi komponentami a další tlumení. Některé poddajnosti a tlumení by bylo do mo-

delu náročně zahrnout (např. poddajnost rámu) a bylo vyhodnoceno, že model pohybové osy v tomto stavu vystihuje dynamické vlastnosti osy dostatečně pro ověření funkce metod regulace.

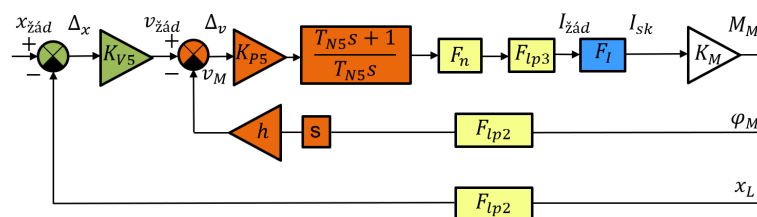
Na obr. 4.30 jsou zobrazeny přenosy mechanické struktury modelu mezi momentem servomotoru a natočením rotoru φ_M/M_M a mezi momentem servomotoru a polohou stolu x_L/M_M . První dvě nenulové vlastní frekvence modelu standu jsou 130 Hz a $749,7\text{ Hz}$. Z obr. 4.28 je viditelné, že první vlastní frekvence naměřená na standu je mírně vyšší než modelu, druhá vlastní frekvence je hůře indentifikovatelná, jelikož v regulaci standu je zařazen filtr typu pásmová zadrž pro potlačení vlivu této frekvence.



Obr. 4.30: Přenos mechanické struktury modelu standu

4.2.3 Běžná kaskádní regulace

Stejně jako u dvoumotového systému, první metodou připojenou na model pohybové osy byla běžná kaskádní regulace na obr. 4.31, regulace je stejná jako u dvoumotového modelu, je uvedena kvůli rozdílnému značení konstant a rozdílným použitým filtrům. Do zpětné vazby rychlosti bylo oproti smyčce pro verifikaci přidáno násobení stoupáním kuličkového šroubu, celá regulace tím pádem pracuje s lineárními posuvy. Proudová vazba byla nahrazena stejným přenosem jako v u regulace dvoumotového systému.



Obr. 4.31: Schéma běžné kaskádní regulace modelu kuličkového šroubu

V regulaci byly zařazeny filtry ve zpětných vazbách a před proudovou regulací. Ve zpětných vazbách byly použity filtry typu dolní propust prvního řádu s přenosem F_{lp2} s propustným pásmem 400 Hz popsaným vztahem 4.14:

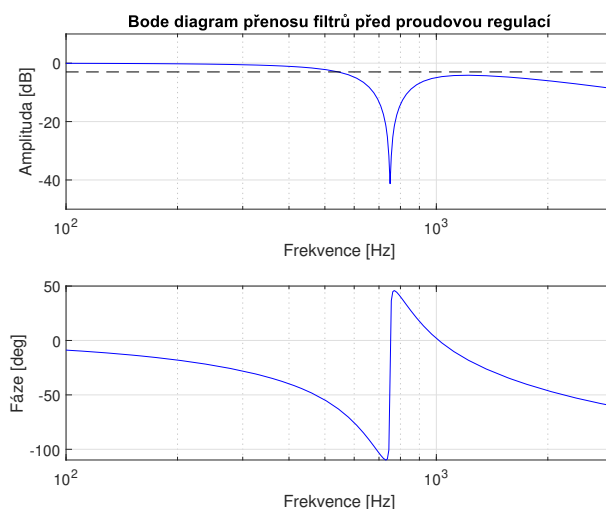
$$F_{lp2}(s) = \frac{1}{\frac{1}{(400 \cdot 2 \cdot \pi)^2} s + 1} \quad (4.14)$$

Před proudovou smyčkou byl předřazen filtr typu pásmová zádrž s frekvencí největšího útlumu 750 Hz , šířkou 427 Hz a hloubkou -40 Hz s předpisem řídicím se podle vztahu 4.15.

$$F_n(s) = \frac{\frac{1}{(750 \cdot 2 \cdot \pi)^2} s^2 + \frac{2 \cdot 0,0027}{(750 \cdot 2 \cdot \pi)} s + 1}{\frac{1}{(750 \cdot 2 \cdot \pi)^2} s^2 + \frac{2 \cdot 0,265}{(750 \cdot 2 \cdot \pi)} s + 1} \quad (4.15)$$

Dále byl před proudovou smyčkou zařazen také filtr typu dolní propust prvního řádu s propustným pásmem 1200 Hz a přenosem F_{lp3} popsaným vztahem 4.16. Přenos kombinace obou filtrů před proudovou regulací je vykreslen na obr. 4.32.

$$F_{lp3}(s) = \frac{1}{\frac{1}{(1000 \cdot 2 \cdot \pi)^2} s + 1} \quad (4.16)$$



Obr. 4.32: Přenos filtrů před proudovou regulací

Ladění rychlostí smyčky probíhalo v aplikaci Control system designer, z obr. 4.33a, 4.33b je viditelné, že reakce na skok rychlosti rotoru má poměrně kmitavý charakter. Frekvence kmitání se pohybuje v okolí frekvence 140 Hz , je způsobeno nedostatečné tlumenou první vlastní frekvencí, což je viditelné v přenosu $v_M/v_{žád}$ na obr. 4.34, kde křivka vystupuje na hodnotu $2,81\text{ dB}$. Frekvenci nebylo možné laděním regulace více ztlumit, toto chování je způsobeno absencí tlumení v modelu mechanické struktury. Obdobně má absence tlumení vliv na druhou vlastní frekvenci, kterou se také nepodařilo regulací, ani různými variantami filtrů více ztlumit. V přenosu $v_M/v_{žád}$ (obr. 4.34) je také viditelné zesílení na nízkých frekvencích, které reaguje na změnu vlivu integrační složky nebo poměru zesílení integrační složky a zesílení polohové smyčky K_{P5} . Při snižování vlivu integrační složky PI regulátoru byla již ovšem příliš dlouhá doba ustálení reakce na skok rychlosti. Propustné pásmo přenosu rychlostní smyčky $v_M/v_{žád}$ je 14 Hz , u přenosu $v_L/v_{žád}$ je propustné pásmo 15 Hz (tento přenos již zobrazován nebyl).

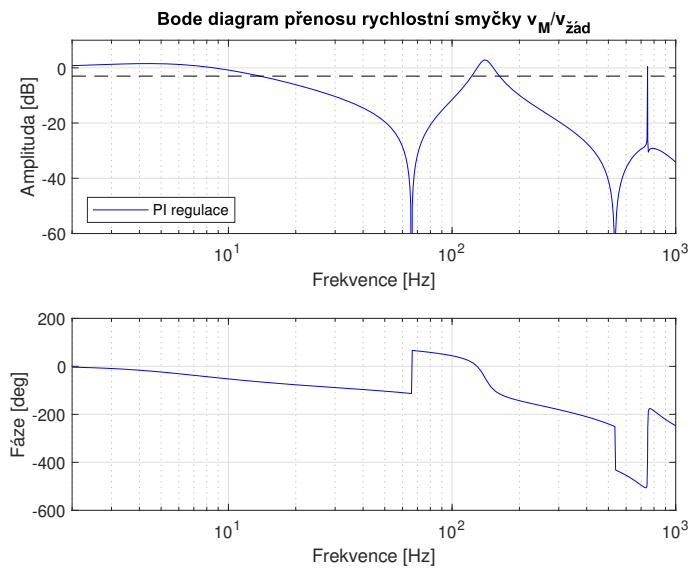


(a) Odezva hmoty rotoru na požadavek skoku rychlosti



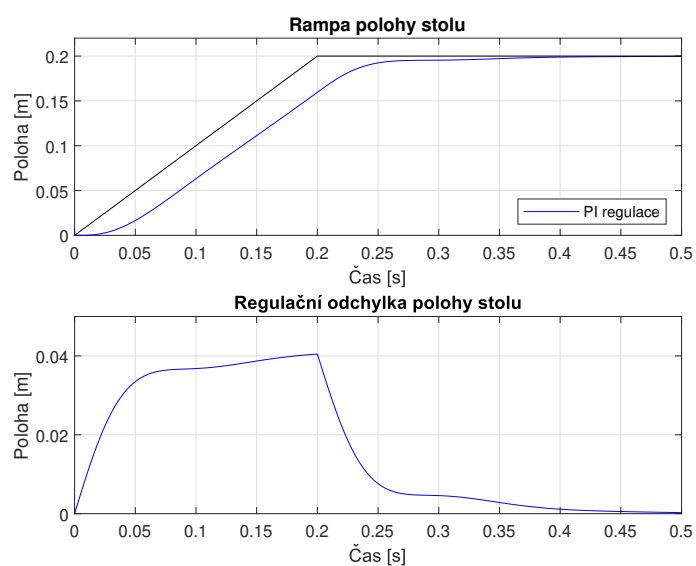
(b) Odezva hmoty stolu na požadavek skoku rychlosti

Obr. 4.33: Srovnání reakce na požadavek skoku rychlosti hmoty rotoru servomotoru a stolu

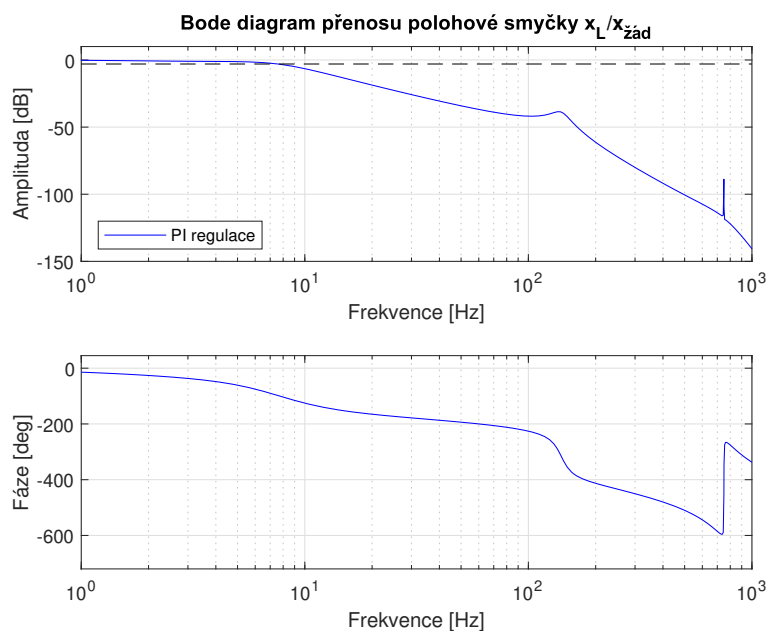


Obr. 4.34: Přenos rychlostní smyčky mezi $v_{žad}$ a v_1 běžné PI regulace modelu pohybové osy

Polohová smyčka byla laděna pomocí rampy polohy, na obr. 4.35 je zobrazena odezva systému na rampu. Obr. 4.41 zobrazuje přenos polohové smyčky $x_L/x_{žad}$, propustné pásmo polohové smyčky je 8 Hz . Dynamická poddajnost polohové smyčky je zobrazena na obr. 4.42, vrchol křivky leží v okolí 6 Hz s útlumem -113 dB . Bode diagram dynamické poddajnosti je zobrazen v příští podkapitole. Výsledné hodnoty regulačních konstant jsou vypsány v tabulce 4.4. Model pohybové osy se všemi regulacemi se nachází v elektronické příloze 1 ve složce Model_KS pod názvem pohybova_osa_vsechny_reg.slx, souboru se zdrojovými daty má název pohybova_osa_KS.m.m.



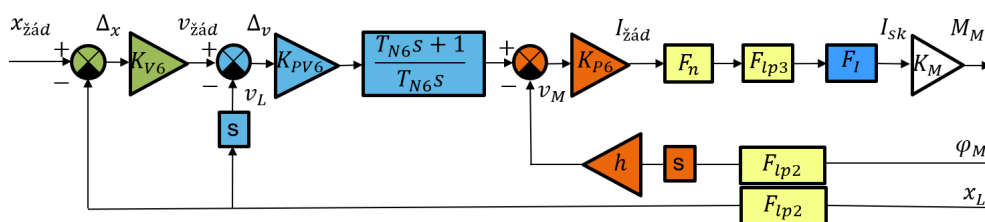
Obr. 4.35: Reakce na rampu polohy hmoty stolu m_L Běžné PI regulace



Obr. 4.36: Přenos polohové smyčky mezi $x_{\text{žád}}$ a x_L běžné PI regulace

4.2.4 Přídavná rychlostí zpětná vazba

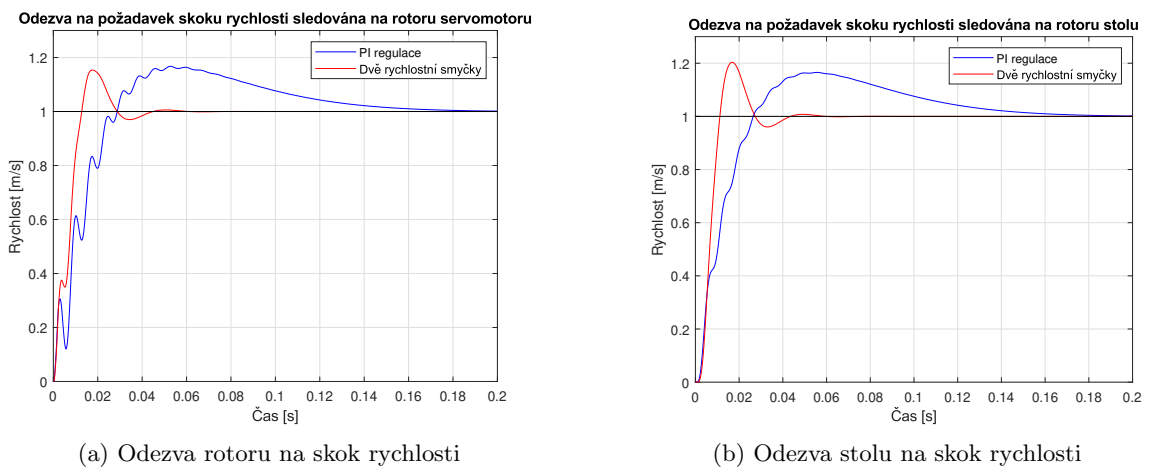
Další testovanou regulací byla metoda se dvěma rychlostními vazbami. Proudová regulace byla nahrazena stejným přenosem F_I jako v předchozím případě, byly použity také stejné filtry. Schéma metody na obr. 4.37 je téměř shodné s použitým schématem pro dvoumotový systém, liší se pouze ve značení konstant, použitých filtrech a přepočtem převodem kuličkovými šroubem.



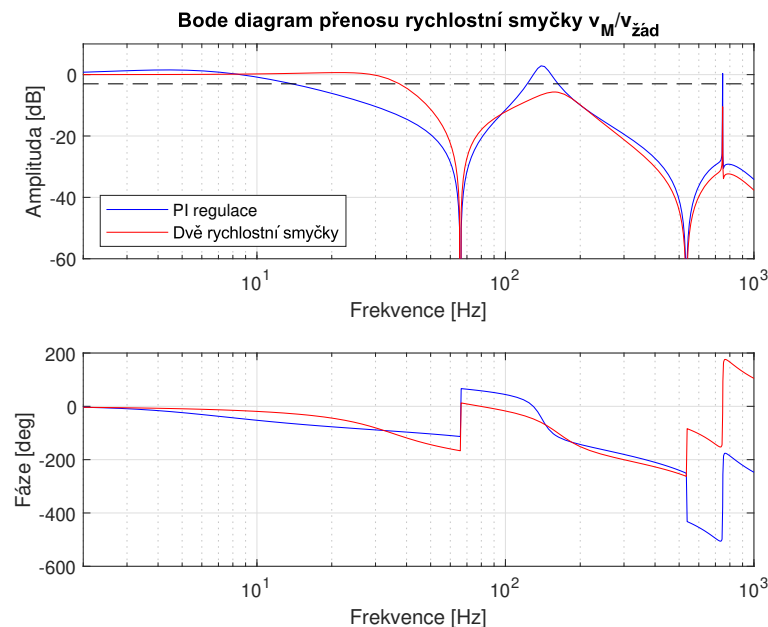
Obr. 4.37: Schéma regulace se dvěma rychlostními vazbami modelu kuličkového šroubu

Rychlostní regulaci nebylo možné ladit jako u dvoumotového systému pomocí automatického ladění aplikací Control system tuner, nebyla zjištěna příčina, linearizovaný systém nereagoval na požadavky naladění. Byla proto použita aplikace Control system designer, kde byl linearizovaný systém laděn manuálně pomocí konstant K_{PV6} , T_{N6} , K_{P6} . Polohová smyčka byla následně doladěna podle odezvy na rampu polohy na nejvyšší hodnotu K_{V6} , kdy ještě regulační odchylka nevykazuje kmitavý charakter. Výsledné hodnoty regulačních konstant jsou zobrazeny v tab. 4.4.

Při skoku rychlosti regulace se dvěma rychlostními vazbami téměř nevykazuje kmitavé chování (obr. 4.38a, 4.38b), tato vlastnost je pozorovatelná v přenosu $v_M/v_{z\acute{a}d}$ (obr. 4.39), kde je viditelné, že systém je v okolí první vlastní frekvence oproti PI regulaci lépe tlumený. Systém je lépe tlumený i v okolí druhé vlastní frekvence a na nízkých frekvencích vykazuje zesílení 0 dB. Propustné pásmo s hodnotou 32 Hz je o 18 Hz vyšší než u PI regulace. Propustné pásmo přenosu $v_L/v_{z\acute{a}d}$ je 32 Hz, tento přenos již vyobrazen nebyl, jelikož neprozrazuje o regulace více informací než přenos $v_M/v_{z\acute{a}d}$.

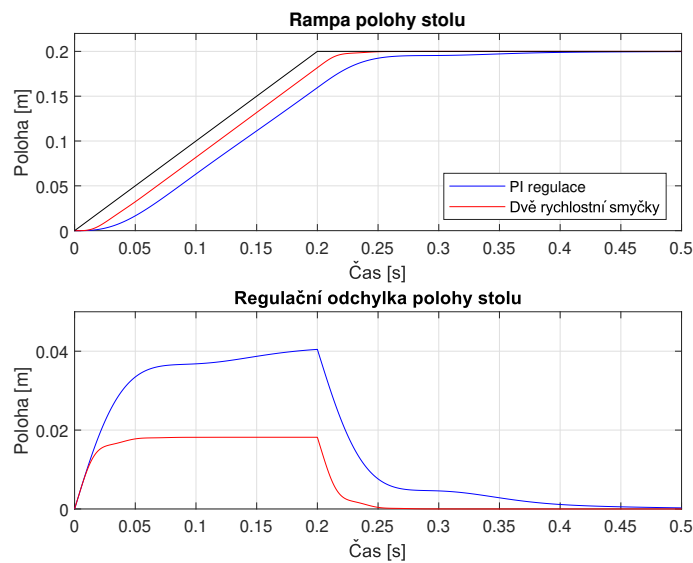


Obr. 4.38: Srovnání reakce na skok rychlosti rotoru servomotoru PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami

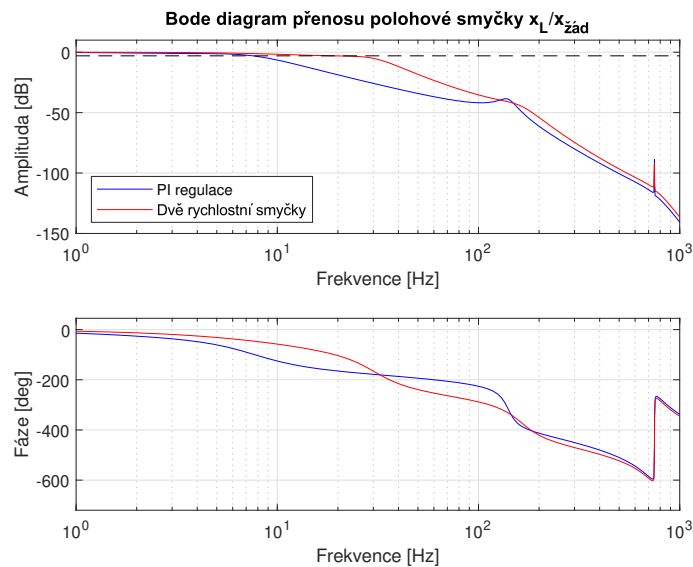


Obr. 4.39: Srovnání přenosů mezi $v_{z\acute{a}d}$ a v_M pro PI regulaci a regulaci se dvěma rychlostními smyčkami

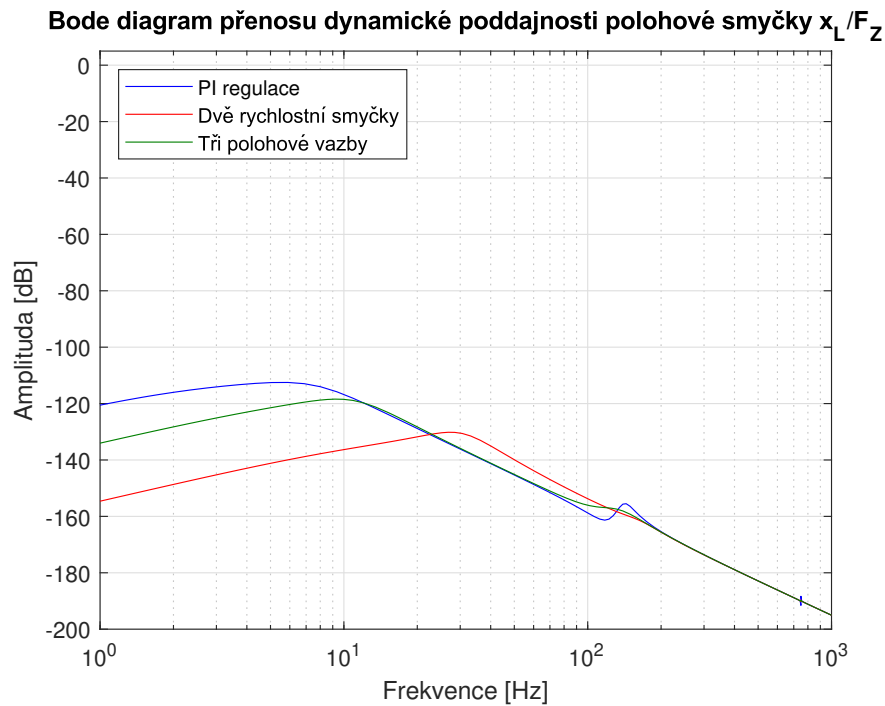
Regulační odchylka polohy u metody se dvěma rychlostními smyčkami je více než poloviční oproti PI regulaci, dosahuje také dříve žádané polohy (obr. 4.40). Z těchto vlastností plyne, že i propustné pásmo polohové smyčky (přenos $x_L/x_{žad}$ na obr. 4.41) je s hodnotou 17 Hz o 9 Hz vyšší než u PI regulace. Také je v přenosu polohové smyčky viditelné lepší tlumení první vlastní frekvence. Vrchol dynamické poddajnosti polohové smyčky je položen na vyšší frekvenci 17 Hz s lepším útlumem -130 dB oproti PI regulaci (obr.4.42).



Obr. 4.40: Srovnání reakce na rampu polohy hmoty stolu m_L PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami



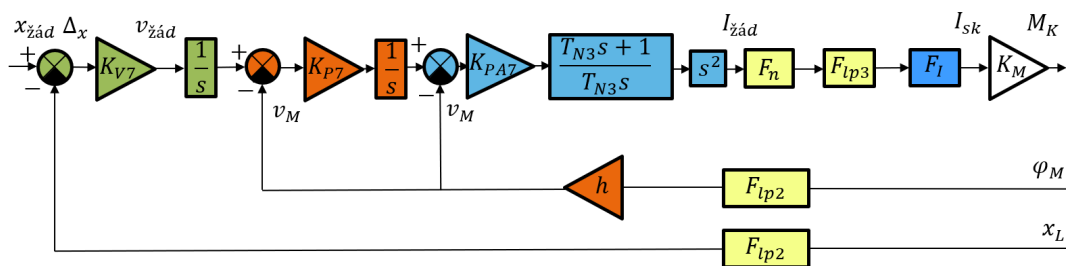
Obr. 4.41: Srovnání přenosů polohové smyčky mezi $x_{žad}$ a x_L pro PI regulaci a regulaci se dvěma rychlostními smyčkami



Obr. 4.42: Srovnání dynamické poddajnosti polohové smyčky PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami

4.2.5 Metoda regulace se třemi polohovými vazbami

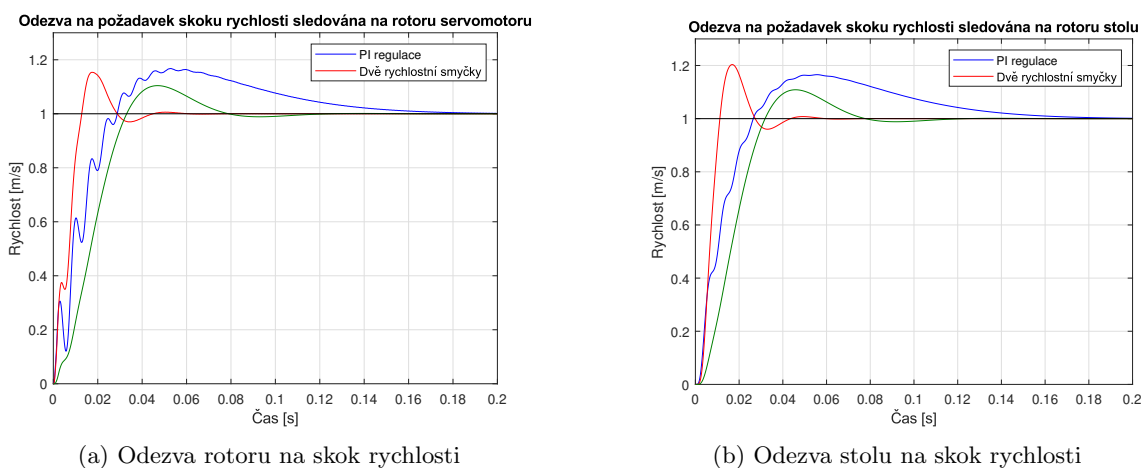
Stejně jako u dvoumotového systému byla poslední zkoumanou regulací metoda se třemi polohovými vazbami (obr. 4.43). V regulaci byly stejné filtry a stejná náhrada proudové smyčky přenosem jako v předchozích metodách regulace. Oproti schématu řízení dvoumotového systému se liší opět pouze v zařazených filtrech, značení konstant a přepočtem stoupání šroubu.



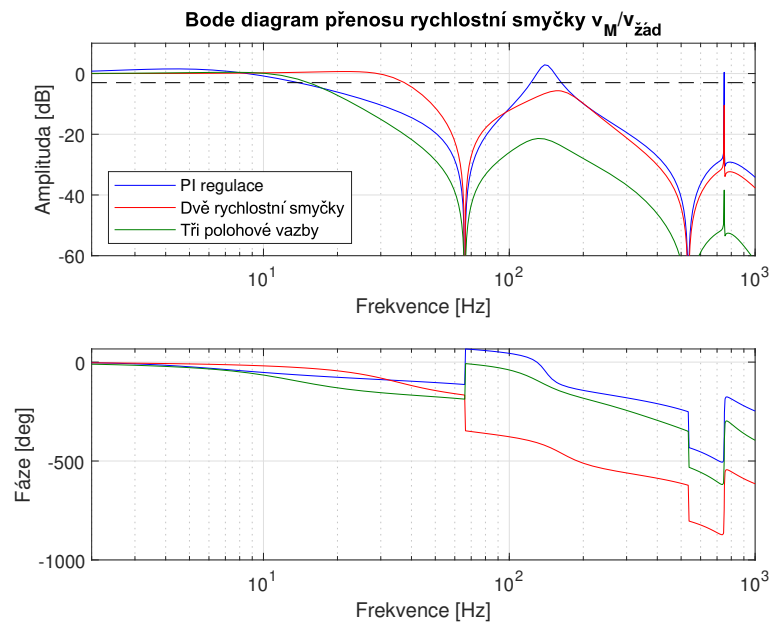
Obr. 4.43: Schéma regulace se třemi polohovými vazbami modelu kuličkového šroubu

Regulace byla laděna stejně jako u dvoumotového systému od vnitřních zpětných vazeb po vnější. Pro všechny zpětné vazby byl pro ladění použit signál rampy polohy. U dvou vnitřních vazeb (K_{P7} , K_{PA7}) byl sledován zderivovaný signál polohy (skok rychlosti). Dvě vnitřní polohové vazby uzavřené z rotoru servomotoru byly následně doladěny společně. Regulaci bylo možné naladit podstatně "ostřeji", ale bylo zjištěno kmitání na druhé vlastní frekvenci s velmi malou amplitudou, která se ale s časem zvyšovala. Toto kmitání bylo viditelné především v nejméně vnořené vazbě polohy. Proto bylo nutné systém naladit robustněji, aby nehrozila nestabilita. Toto kmitání by bylo pravděpodobně eliminováno zahrnutím tlumení do mechanického modelu a poté by bylo možné systém naladit s rychlejší odezvou na skok rychlosti a rampu polohy. Hodnoty naladěných konstant regulace jsou vypsány v tab. 4.4. V následujících grafech jsou již zobrazeny všechny tři použité metody regulace, popis se ovšem vztahuje především k vlastostem regulace se třemi polohovými vazbami. Předchozí metody regulace byly detailně popsány v předchozích podkapitolách.

Reakce na skok rychlosti rotoru servomotoru je rychlejší a vykazuje oproti PI regulaci lepší tlumení první vlastní frekvence (obr. 4.44a, 4.44b). Vzhledem k charakteru skoku rychlosti se očekávalo u regulace se třemi polohovými vazbami vyšší propustné pásmo v přenosu rychlostní smyčky, které je sice v amplitudě vyšší, ale ve fázi je nižší než u PI regulace (obr. 4.45). Hodnota propustného pásma regulace se třemi polohovými vazbami je 13 Hz , což je o 1 Hz méně než u PI regulace.

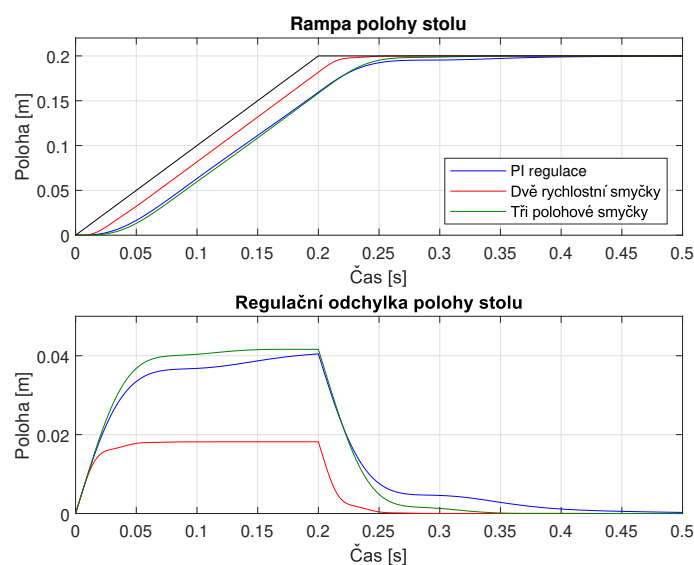


Obr. 4.44: Srovnání reakce na skok rychlosti rotoru servomotoru a stolu všech regulací modelu pohybové osy

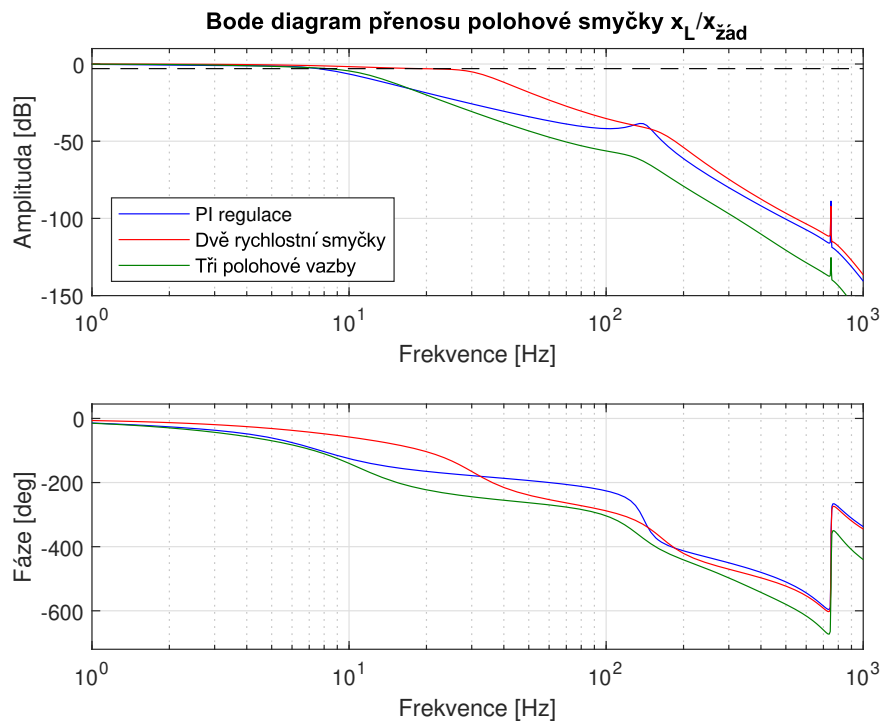


Obr. 4.45: Srovnání přenosů mezi v_{zad} a v_M všech regulací modelu pohybové osy

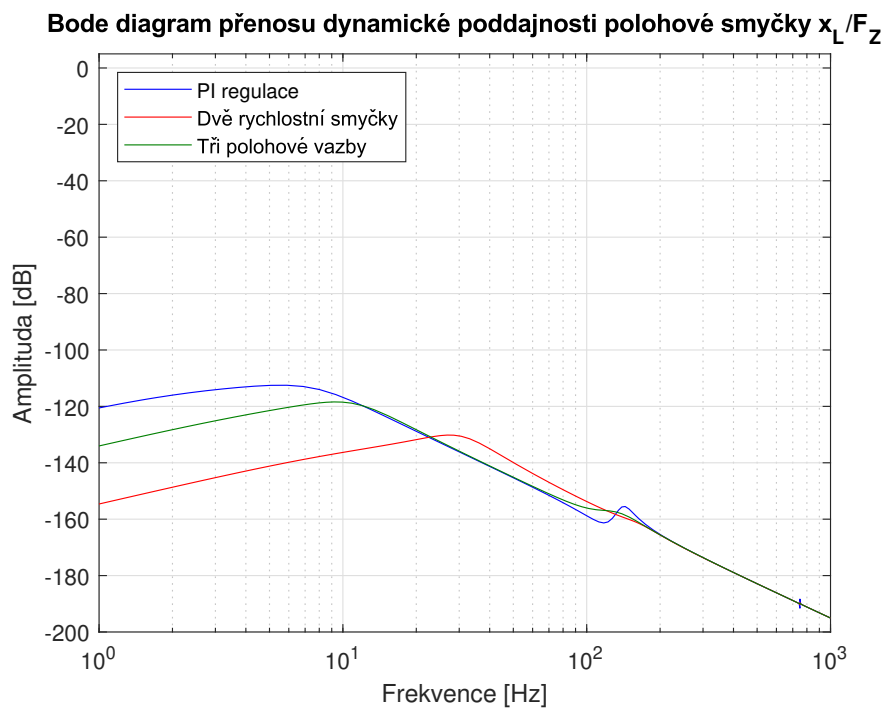
Polohová odchylka je u třech polohových vazeb mírně vyšší než u PI regulace, ale ustálí se na konstantní hodnotě a dříve dosáhne žádané polohy (obr. 4.46). Jako v případě rychlostní smyčky má vyšší propustné pásmo PI regulace, v amplitudě je sice u regulace se třemi polohovými vazbami propustné pásmo vyšší, ale ve fázi dosáhne -90 na frekvenci 7 Hz což je o 1 Hz méně než propustné pásmo v amplitudě u PI regulace (obr. 4.47). V přenosu dynamické poddajnosti na obr. 4.48 je viditelné, že vrchol křivky u metody se třemi polohovými vazbami je položen níže na -118 dB a v okolí vyšší frekvence 10 Hz oproti PI regulaci. Také je nejméně výrazná první vlastní frekvence.



Obr. 4.46: Srovnání reakce na rampu polohy stolu všech regulací modelu pohybové osy



Obr. 4.47: Srovnání přenosů mezi x_{zad} a x_L všech regulací modelu pohybové osy



Obr. 4.48: Srovnání dynamické poddajnosti všech regulací modelu pohybové osy

4.2.6 Zhodnocení výsledků

Tato kapitola popisuje tvorbu matematického modelu pohybové osy s kuličkovým šroubem založeným na parametrech testovacího standu STD3 umístěného v laboratořích RCMT a následnou aplikaci zkoumaných metod regulace na tento model. Aplikované metody byly srovnávány s běžnou kaskádní regulací. Při ladění regulací byl zjištěn kmitavý charakter způsobený absencí tlumení v modelu, projevil se především u běžné kaskádní regulace kmitáním v okolí první vlastní frekvence a u metody se třemi polohovými vazbami kmitáním v okolí druhé vlastní frekvence. Všechny tři laděné metody by po přidání tlumení pravděpodobně bylo možné naladit na rychlejší odezvu, ale určení tlumení by bylo časově náročné a již nebylo v možnostech autora tlumení do modelu přidat.

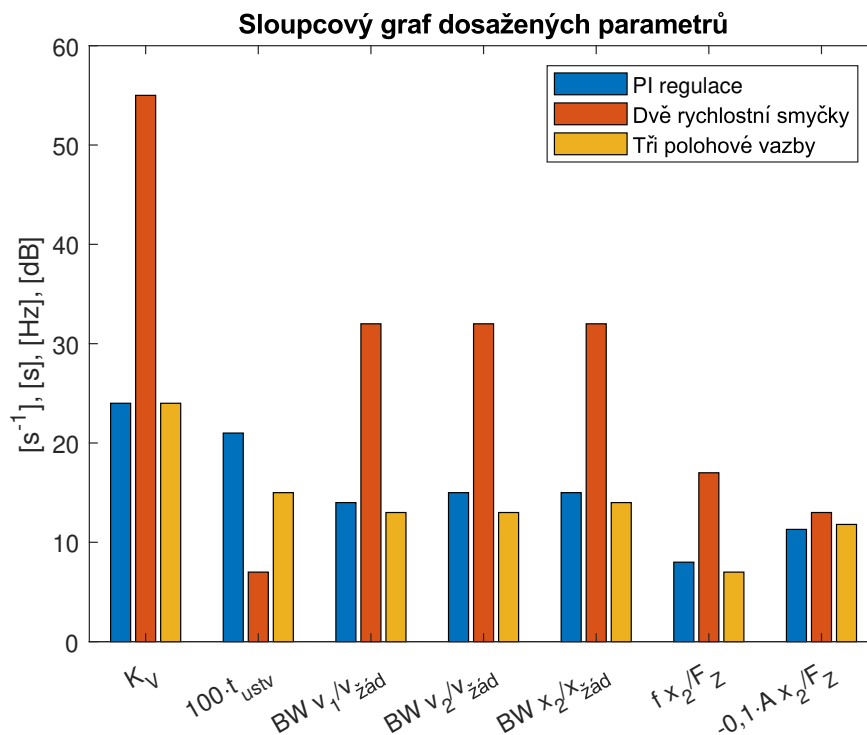
V tab. 4.3 jsou zobrazeny procentuální navýšení celkového propustného pásma (menší z hodnot propustného pásma ve fázi a amplitudě) jednotlivých přenosů zkoumaných metod vůči běžné PI regulaci. V tabulce 4.4 jsou shrnuty podstatné dosažené parametry jednotlivých metod regulací: regulační konstanty všech metod, součin zesílení PI regulátorů s jejich časovými konstantami, poměr zesílení rychlostní a polohové smyčky, čas ustálení odezvy na skok rychlosti t_{ustv} , propustná pásma všech uváděných přenosů, frekvence a útlum vrcholu dynamické poddajnosti polohové smyčky. Nejvyšších propustných pásem rychlostní i polohové smyčky bylo dosaženo metodou regulace dvěma rychlostními smyčkami. Díky této metodě se podařilo zvýšit zesílení polohové smyčky K_{v6} na 129 % původní hodnoty běžné kaskádní regulace, což se téměř shoduje s výsledky autorů článku o této metodě [12]. Metoda regulace se třemi polohovými vazbami dosahovala u rychlostní i polohové smyčky přibližně stejných propustných pásem jako běžná kaskádní regulace, ale u dynamické poddajnosti polohové smyčky byl potvrzen předpoklad z literatury [1], jelikož vrchol dynamické poddajnosti se posunul na vyšší frekvenci a byl více tlumený. Na obr. 4.49 jsou vybrané poměry parametrů regulací vykresleny pomocí sloupcového grafu, hodnoty byly u některých veličin upraveny násobením vhodným koeficientem, aby bylo možné je vykreslit do jednoho grafu.

Tab. 4.3: Tabulka srovnání procentuálního přínosu metod regulací oproti běžné kaskádní regulaci

Relativní odchylka	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$\Delta [\%] v_1/v_{žád}$	129	-7
$\Delta [\%] v_2/v_{žád}$	113	-6
$\Delta [\%] x_2/x_{žád}$	113	-13

Tab. 4.4: Tabulka srovnání jednotlivých metod regulace modelu pohybové osy

Veličina	PI regulace	Dvě rychlostní smyčky	Tři polohové smyčky
$K_P [A s/m]$	66,5	156	70
$T_N [s]$	0,05	0,0014	0,0011
$K_M [N m/A]$	2,42	2,42	2,42
$K_{PV} [-]$	-	0,28	-
$K_{PA} [s^{-1}]$	-	-	0,11
$K_V [m/(s m)]$	24	55	24
$K_{P,PV,PA} \cdot T_N$	3,33	0,22	0,077
K_P/K_V	2,77	2,84	2,92
$t_{ustv} [s]$	0,21	0,07	0,15
$BW v_M/v_{žad} [Hz]$	14	32	13
$BW v_L/v_{žad} [Hz]$	15	32	14
$BW x_L/x_{žad} [Hz]$	8	17	7
$f x_L/F_Z [Hz]$	6	28	10
$A x_L/F_Z [dB]$	-113	-130	-118



Obr. 4.49: Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.4 modelu pohybové osy

5 Závěr

Tématem diplomové práce bylo zlepšení regulačních vlastností pohonů obráběcích strojů, konkrétně se jednalo o využití metod rozšiřujících běžnou kaskádní regulaci. V první části práce byla provedena rešerše týkající se seznámení s běžnou kaskádní regulací, možnostmi úprav vstupního signálu (zrychlení, ryv, filtrace), metody rozšíření či upravení kaskádní regulace s potenciálem pro zlepšení regulačních vlastností a způsoby modelování pohonů. Pro zpracování vlastního řešení byly vybrány dvě z popsaných metod rozšíření, a to metoda s přídavnou rychlostní zpětnou vazbou a metoda se třemi polohovými vazbami. Z rešeršní části byl použit popsaný matematický model pohybové osy jako inspirace pro tvorbu modelu ve vlastním řešení.

V druhé části práce byly vybrané metody testovány na dvou matematických modelech mechanických soustav. Prvním z modelů mechanické struktury byl dvoumotový translační systém inspirovaný modelem použitým v publikaci, která popisuje metodu s přídavnou rychlostní vazbou [12]. Cílem dvoumotového modelu bylo prvotní otestování vlastností regulačních metod. Model se podařilo sestavit tak, že vykazoval podobné vlastnosti jako v publikaci [12]. Následně byly vytvořeny modely vybraných metod regulací spolu s běžnou kaskádní regulací, se kterou byly vlastnosti vybraných metod srovnávány. Regulaci se dvěma rychlostními zpětnými vazbami se nepodařilo naladit s takovým přínosem oproti běžné kaskádní regulaci, jako uvádějí autoři v literatuře [12], přesto dosahovala nejvyšších propustných pásem rychlostní i polohové smyčky a nejrychlejších reakcí na vstupní signály ze všech testovaných metod. Regulace se třemi polohovými vazbami dosahovala vyšších propustných pásem i rychlejších reakcí na vstupní signály oproti běžné kaskádní regulaci. Největším přínosem metody uváděným v literatuře [1] měl být lepší průběh dynamické poddajnosti polohové smyčky. Tato vlastnost se potvrdila. Metoda měla vrchol přenosu dynamické poddajnosti položen na nejvyšší frekvenci s nejnižším zesílením ze všech zkoumaných regulací.

Po otestování regulačních metod na dvoumotovém systému byl vytvořen model pohybové osy testovacího standu umístěného v laboratořích RCMT inspirovaný popsaným modelem v literatuře [13]. Model standu byl na základě naměřeného přenosu rychlostní smyčky verifikován, pro přiblížení k naměřeným hodnotám bylo nutné výrazně snížit tuhost kuličkové matice a mírně snížit torzní tuhost spojky. Následně byly na model aplikovány stejné regulační metody jako na dvoumotový systém. Při ladění regulací bylo možné čerpat z regulačních vlastností zjištěných na dvoumotovém systému. Byl zjištěn kmitavý charakter regulací, jako jeho zdroj byla identifikována absence tlumení v mechanickém modelu. Tlumení již nebylo do modelu přidáváno, jelikož verifikovaný model s tlu-

mením je svou pracností nad rámec této diplomové práce. Metoda regulace se dvěma rychlostními smyčkami vykazovala nejvyšší přínosy. Také dosahovala nejvyšších propustných pásem rychlostní i polohové smyčky, nejrychlejších reakcí na skok a nejvýhodnějšího průběhu dynamické poddajnosti polohové smyčky. Metoda se třemi polohovými vazbami dosahovala srovnatelných propustných pásem s běžnou kaskádní regulací, ale vrchol dynamické poddajnosti byl položen na vyšší frekvenci s nižším zesílením.

Cíle práce byly splněny, metoda se dvěma rychlostními vazbami vykazuje největší přínosy oproti běžné kaskádní regulaci. Bylo by vhodné ji přenést na reálnou testovací posuvovou osu a měřením ověřit přínosy popsané v této práci.

Seznamy

Seznam použité literatury

1. SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2902-6.
2. ALTINTAS, Yusuf; VERL, Alexander; BRECHER, Christian; URIARTE, Luis; PRITSCHOW, Günther. Machine tool feed drives. *CIRP annals*. 2011, roč. 60, č. 2, s. 779–796. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2011.05.010>.
3. SIEMENS SINUMERIK 840d SL: Axes and spindles. 2021. Dostupné také z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10121243?tree=CatalogTree>.
4. BECKHOFF: TwinCAT 3 CNC Dynamic characteristics. 2021. Dostupné také z: <https://www.beckhoff.com/en-en/products/automation/twincat/tfxxxx-twincat-3-functions/tf5xxx-tc3-motion-control/tf5250.html>.
5. SOUČEK, Pavel; BUBÁK, Antonín. *Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů*. České vysoké učení technické, 2008.
6. DOUGLAS, Brian. *A Better Way to Think About a Notch Filter — Control Systems in Practice, Part 5*. 2019. Dostupné také z: <https://www.youtube.com/watch?v=tpAA5eUb6eo>.
7. BECKHOFF: AX5000 Function description. 2021. Dostupné také z: <https://www.beckhoff.com/cs-cz/support/download-finder/technical-documentations/>.
8. BECKHOFF: TwinCAT 3 CNC Feedforward control. 2021. Dostupné také z: <https://www.beckhoff.com/en-en/products/automation/twincat/tfxxxx-twincat-3-functions/tf5xxx-tc3-motion-control/tf5250.html>.
9. SIEMENS SINUMERIK 840D sl: Extended Functions. 2013. Dostupné také z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10121243?tree=CatalogTree>.
10. ZIRN, Oliver. Machine tool analysis: modelling, simulation and control of machine tool manipulators. 2008. Dostupné také z: <https://www.research-collection.ethz.ch/bitstream/handle/20.500.11850/151245/eth-41862-01.pdf>.
11. PRITSCHOW, Günter; EPPLER, Claus; LEHNER, W-D. Ferraris sensor—the key for advanced dynamic drives. *CIRP Annals*. 2003, roč. 52, č. 1, s. 289–292. Dostupné také z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850607605861>.

12. SUN, Zheng; PRITSCHOW, Günter; LECHLER, Armin. Enhancement of feed drive dynamics using additional table speed feedback. *CIRP Annals*. 2016, roč. 65, č. 1, s. 357–360. Dostupné také z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850616300993>.
13. BUBÁK, Antonín. *Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů*. Praha, 2004. Disertační práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
14. LIN, Chien-Yu; LEE, Ching-Hung. Remote servo tuning system for multi-axis CNC machine tools using a virtual machine tool approach. *Applied Sciences*. 2017, roč. 7, č. 8, s. 776.
15. SLAVÍK, Jaromír; STEJSKAL, Vladimír; ZEMAN, Vladimír. *Základy dynamiky strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01622-6.
16. FERKL, Jan; NOVOTNÝ, Lukáš; FIALA, Štěpán; KOLÁŘ, Petr; RYTÍŘ, Michal. FRICTIONAL FORCE MODELING OF A MACHINE TOOL FEED DRIVE TELESCOPIC COVER. *MM Science Journal* [online]. 2021-11-03, roč. 2021, č. 5, s. 5112–5119 [cit. 2021-11-22]. ISSN 18031269. Dostupné z DOI: 10.17973/MMSJ.2021_11_2021163.
17. *HUMUSOFT: MATLAB & SIMULINK* [online] [cit. 2022-01-16]. Dostupné z: <https://www.humusoft.cz/matlab/>.
18. Simscape User's Guide. 2022. Dostupné také z: https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/physmod/simscape/index.html.
19. Simscape Language Guide. 2022. Dostupné také z: https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/physmod/simscape/index.html.
20. SOUČEK, Pavel; BUBÁK, Antonín. *Kmitání v pohonech výrobních strojů*. 2021.
21. ELLIS, George. *Control system design guide: using your computer to understand and diagnose feedback controllers*. Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0-12-385920-4.
22. LOGAN, Daryl L. *A first course in the finite element method*. Cengage Learning, 2016.

Seznam použitého softwaru

- Matlab

Seznam obrázků

3.1	Zjednodušené schéma kaskádní regulace [2]	17
3.2	Frekvenční spektrum frekvencí, kterými je buzena mechanická struktura stroje při nekonečném, konstantním a spojitým průběhem ryvu. [2]	18
3.3	Ukázka Bode diagramů jednotlivých typů filtrů [6]	20
3.4	Zjednodušená schéma kaskádní regulace v systému SIEMENS SINUMERIK 840D sl se zobrazením filtrů vstupního signálu [3].	21
3.5	Graf reakce osy 1 a 2 na požadavek rampy polohy při použití funkce adaptace dynamické odezvy na ose 1 a bez ní [3].	21
3.6	Zjednodušená schéma kaskádní regulace v systému SIEMENS SINUMERIK 840D sl s možností přepínání mezi dvěma sadami filtrů [3].	22
3.7	Regulační odchylka polohy (černá křivka) a průběh rychlosti (modrá křivka) s deaktivovaným feedforwardem (a) a s aktivovaným rychlostním a proudovým feedforwardem (b) [8]	23
3.8	Schéma feedforwardu řídicího systému TwinCat 3 CNC s rychlostním a proudovým feedforwardem [8]	23
3.9	Zjednodušené schéma funkce APC [10]	24
3.10	Schéma kaskádní regulace s nepřímým odměřováním a regulátorem zrychlení [1]	25
3.11	Schéma transformované kaskádní regulace z obrázku 3.10 [1]	26
3.12	Blokové schéma zjednodušené kaskádní regulace [12]	26
3.13	Blokové schéma regulace se dvěma rychlostními smyčkami [12]	27
3.14	Vypočtený a naměřený naměřený bode diagram přenosu mezi požadovanou a skutečnou rychlostí $v_2/v_{žad}$ a mechanické frekvenční odezvy [12]	27
3.15	Dvouhmotový model posuvové osy s kuličkovým šroubem [14]	29
3.16	Vícehmotový model pohybové osy s rotujícím jednostranně axiálně uloženým kuličkovým šroubem přímo připojeným k motoru [13]	31
3.17	Diskretizovaný model pohybové osy [13]	31

3.18 Model osy s kuličkovým šroubem, který byl modelován osmi konečnými prvky a s přidáním vnějších sil [16]	33
3.19 Schéma modelu dvoumotového translačního systému	34
3.20 Model dvoumotového translačního systému v Simscape	34
4.1 Dvoumotový translační model	36
4.2 Bode diagram přenosu dvoumotového systému $\frac{x_1}{F_M}, \frac{x_2}{F_M}$	38
4.3 Schéma běžné kaskádní regulace dvoumotového translačního systému	38
4.4 Reakce na skok rychlosti hmoty m_1	39
4.5 Přenos mezi $v_{\dot{z}ád}$ a v_1 PI regulace	40
4.6 Schéma kaskádní regulace dvoumotového translačního systému s přidavnou rychlostní zpětnou vazbou	41
4.7 Schéma PI regulátoru	41
4.8 Přenos mezi $v_{\dot{z}ád}$ a v_1 regulace se dvěma rychlostními smyčkami	42
4.9 Schéma běžné regulace se třemi polohovými vazbami dvoumotového translačního systému	43
4.10 Srovnání reakce na skok rychlosti hmoty m_1 a m_2 při $m_2 = 260 \text{ kg}$	44
4.11 Srovnání přenosů mezi $v_{\dot{z}ád}$ a v_1	45
4.12 Srovnání přenosů mezi $v_{\dot{z}ád}$ a v_2	46
4.13 Srovnání reakce na rampu polohy hmoty m_2 při $m_2 = 260 \text{ kg}$	47
4.14 Srovnání přenosů mezi $x_{\dot{z}ád}$ a x_2	47
4.15 Srovnání dynamické poddajnosti x_2/F_Z	48
4.16 Srovnání reakce na skok rychlosti hmoty m_1 a m_2 při $m_2 = 520 \text{ kg}$	49
4.17 Srovnání přenosů mezi $v_{\dot{z}ád}$ a v_1 při $m_2 = 520 \text{ kg}$	50
4.18 Srovnání reakce na rampu polohy hmoty m_2 při $m_2 = 520 \text{ kg}$	51
4.19 Srovnání přenosů mezi $x_{\dot{z}ád}$ a x_2 při $m_2 = 520 \text{ kg}$	51
4.20 Srovnání dynamické poddajnosti x_2/F_Z při $m_2 = 520 \text{ kg}$	52
4.21 Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.2 pro $m_2 = 260 \text{ kg}$	54
4.22 Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.2 pro $m_2 = 520 \text{ kg}$	54
4.23 Fotografie standu STD3 v laboratořích RCMT [16]	55
4.24 Fotografie standu STD3 ze strany pohonu v laboratořích RCMT [16]	55

4.25	Schéma vytvořeného modelu kuličkového šroubu	56
4.26	Zobrazení torzních a axiálních konečných prvků [13]	57
4.27	Rychlostní smyčka pro verifikaci modelu	59
4.28	Porovnání Bode diagramu naměřeného přenosu rychlostní smyčky $\omega_M/\omega_{žád}$ s přenosem modelu	59
4.29	Vlastní tvary osy s kuličkovým šroubem modelované pomocí metody konečných prvků [2]	61
4.30	Přenos mechanické struktury modelu standu	62
4.31	Schéma běžné kaskádní regulace modelu kuličkového šroubu	63
4.32	Přenos filtrů před proudovou regulací	63
4.33	Srovnání reakce na požadavek skoku rychlosti hmoty rotoru servomotoru a stolu	64
4.34	Přenos rychlostní smyčky mezi $v_{žád}$ a v_1 běžné PI regulace modelu pohybové osy	65
4.35	Reakce na rampu polohy hmoty stolu m_L Běžné PI regulace	65
4.36	Přenos polohové smyčky mezi $x_{žád}$ a x_L běžné PI regulace	66
4.37	Schéma regulace se dvěma rychlostními vazbami modelu kuličkového šroubu	66
4.38	Srovnání reakce na skok rychlosti rotoru servomotoru PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami	67
4.39	Srovnání přenosů mezi $v_{žád}$ a v_M pro PI regulaci a regulaci se dvěma rych- lostními smyčkami	67
4.40	Srovnání reakce na rampu polohy hmoty stolu m_L PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami	68
4.41	Srovnání přenosů polohové smyčky mezi $x_{žád}$ a x_L pro PI regulaci a regulaci se dvěma rychlostními smyčkami	68
4.42	Srovnání dynamické poddajnosti polohové smyčky PI regulace a regulace se dvěma rychlostními smyčkami	69
4.43	Schéma regulace se třemi polohovými vazbami modelu kuličkového šroubu .	69
4.44	Srovnání reakce na skok rychlosti rotoru servomotoru a stolu všech regulací modelu pohybové osy	70
4.45	Srovnání přenosů mezi $v_{žád}$ a v_M všech regulací modelu pohybové osy . . .	71

4.46	Srovnání reakce na rampu polohy stolu všech regulací modelu pohybové osy	71
4.47	Srovnání přenosů mezi $x_{žád}$ a x_L všech regulací modelu pohybové osy . . .	72
4.48	Srovnání dynamické poddajnosti všech regulací modelu pohybové osy . . .	72
4.49	Grafické zobrazení vybraných parametrů z tabulky 4.4 modelu pohybové osy	74

Seznam tabulek

4.1	Tabulka srovnání procentuálního přínosu metod regulací oproti běžné kaskádní regulaci	49
4.2	Tabulka srovnání jednotlivých metod regulace	53
4.3	Tabulka srovnání procentuálního přínosu metod regulací oproti běžné kaskádní regulaci	73
4.4	Tabulka srovnání jednotlivých metod regulace modelu pohybové osy	74

Seznam příloh

Elektronické přílohy

- Příloha 1: Matlab_modely.rar - Matlab Simulink modely a zdrojová data
- Příloha 2: DP_1814_Mares.pdf - Elektronická verze diplomové práce