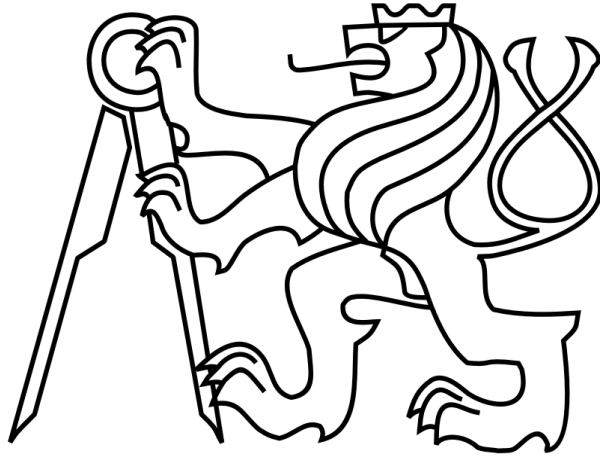


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

**Konstrukce přenosného standu pro testování vlastností řídicích systémů
SIEMENS**

2015

Tomáš Skokan



České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní
Ústav výrobních strojů a zařízení

ZADÁNÍ



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 15.6.2015

.....

podpis



PODĚKOVÁNÍ

Úvodem bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Lukáši Novotnému, Ph.D. za vedení této diplomové práce, jeho podnětné rady a připomínky při jejím vypracování.

Děkuji také konzultantům Ing Jaroslavu Červenkovvi a Ing. Vítu Hadáčkovi za rady a připomínky, jež mi poskytli při tvorbě této diplomové práce.



Anotace

Jméno autora:	Tomáš Skokan
Název diplomové práce:	Konstrukce přenosného standu pro testování vlastností řídicích systémů SIEMENS
Číslo diplomové práce:	1718
Rozsah diplomové práce:	76 stran
Školní rok vyhotovení:	2014-2015
Ústav:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jaroslav Červenka Ing. Vít Hadáček - SIEMENS
Zadavatel tématu:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Datum odevzdání:	19.06.2015
Klíčová slova:	testovací stand, konstrukce, regulace
Anotace:	Předložená diplomová práce řeší návrh konstrukce standu pro testování vlastností řídicích systémů Siemens. Součástí standu je přeladitelná poddajná struktura, která byla optimalizována pro vlastní frekvence v řádu desítek Hz.



ANNOTATION

Author:	Tomáš Skokan
Title:	Design of a Portable Test Bed for Testing Siemens Control System Features
Number:	1718
Range:	76 pages
Academic Year:	2014-2015
Department:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment: FME Czech Technical University in Prague
Tutor:	Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.
Adviser:	Ing. Jaroslav Červenka Ing. Vít Hadáček - SIEMENS
Title submitter:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment: FME Czech Technical University in Prague
Date of Handover:	19.06.2015
Keywords:	testing bed, design, regulation
Annotation:	This diploma thesis solves the structural design of the stand for testing the properties of the control systems of Siemens. The part of stand is pliable structure that has been optimized for the natural frequency of tens of Hz.



PŘEHLED POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK

a	zrychlení supportu	m/s ²
A	průřez šroubu	mm ²
ar	osová vzdálenost řemenic	mm
D	průměr kuličkového šroubu	m
d ₁	malý průměr kuličkového šroubu	mm
E	Youngův modul pružnosti	MPa
F	síla	N
F ₂ (s)	přenosová funkce filtru	-
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
h	stoupání kul. šroubu	m/rad
I _{d1}	moment setrvačnosti šroubu	mm ⁴
J ₁	moment setrvačnosti řemenice na motoru	mm ⁴
J ₂	moment setrvačnosti řemenice na kul. šroubu	mm ⁴
JA	kvadratický moment průřezu v místě A	mm ⁴
JB	kvadratický moment průřezu v místě B	mm ⁴
JC	kvadratický moment průřezu v místě C	mm ⁴
JD	kvadratický moment průřezu v místě D	mm ⁴
J _m	moment setrvačnosti motoru	mm ⁴
J _{mred}	redukováný moment setrvačnosti na motor	m ⁴
J _s	moment setrvačnosti kul. šroubu	m ⁴
K _{pi}	zesílení rychlostního regulátoru	A/rad/s
K _{pikrit}	kritické zesílení rychlostního regulátoru	A/rad/s
k _ř	torzní tuhost řemene	N/m
k _{řtah}	tahová tuhost řemene	N/m
k _s	torzní tuhost šroubu	N/m
k _{st}	tahová tuhost šroubu	N/m
l	délka kuličkového šroubu	m
l _a	délka šroubu mezi podporami	m
l _b	délka šroubu mezi podporami	m
L _d	délka obdélníkové části dřívku	mm
L _p	délka válcové části příruby	mm
l _r	délka tažné větve řemene	mm
L _z	délka závitové části dřívku	mm
m	hmotnost zátěže	kg
M _k	kroucí moment motoru	Nm
M _o (z)	moment od zatěžující síly	Nm
m _o (z)	moment od jednotkové síly	Nm
M _s	zatěžovací moment nakroucení	Nm
N _{max}	maximální dovolené otáčky kul. šroubu	ot/min
p	převodový poměr řem. převodu	-
P ₁	maximální vzpěrná síla v kul. šroubu	N
P ₂	maximální taová síla v kul. šroubu	N



r_1	poloměr řemenice na motoru	mm
r_2	poloměr řemenice na šroubu	mm
s	stoupání kul. Šroubu	mm/ot
T_n	integrační konstanta rychlostního regulátoru	s
T_{nkrit}	integrační konstanta na mezi stability	s
v_f	průhyb nosníku	mm
x_p	souřadnice matice kuličkového šroubu	m
zašr	délka zašroubování	mm
α_m	zrychlení motoru	rad/s ²
Δy	axiální posuv šroubu	m
$\Delta\varphi_s$	nakroucenní poloviny šroubu	rad
η_1	konstanta uložení kul. šroubu	-
λ_1	konstanta uložení kul. šroubu	-
ρ	hustota materiálu kul. šroubu	kg/m ³
σ	dovolené napětí v kuličkovém šroubu	MPa
φ_2	natočení šroubu v místě 2	rad



OBSAH

1.	Úvod.....	11
2.	Cíl práce	12
3.	Rešerše	13
	3.1 Rešerše testovacích standů:	13
	3.2 Křížové stoly	16
4.	Požadavky na stand.....	22
5.	Využití standu ve výuce	23
	5.1 Rychlostní regulace	23
	5.2 Polohová regulace	25
	5.3 Kruhová interpolace	26
6.	Vlastní řešení.....	28
	6.1 Varianty řešení	28
	6.1.1 Varianta s řemenovým převodem	28
	6.1.2 Varianta s kuličkovým šroubem.....	29
	6.1.3 Varianta s kuličkovým šroubem vloženým převodem	29
	6.1.4 Zhodnocení variant	30
	6.2 Varianty řešení dynamické platformy	32
	6.2.1 Kyvadlo na tyči – pohyblivé závaží	32
	6.2.2 Kyvadlo na tyči – pevné závaží	33
	6.2.3 Inverzní kyvadlo	33
	6.2.4 Zhodnocení variant	34
	6.3 Rozměrová studie	35
	6.4 Výpočtová část	36



6.4.1	Volba kuličkového šroubu a optimálního vloženého převodu ...	36
6.4.2	Řemenový převod	42
6.4.3	Matematický model.....	42
6.4.4	Model v prostředí Matlab/Simulink	46
6.5	Návrh dynamické soustavy	57
6.6	Konstrukce standu	65
7.	Závěr	68
8.	Seznamy	70
8.1	Seznam obrázků	70
8.2	Seznam tabulek	73
8.3	Seznam literatury.....	74
8.4	Přílohy.....	76



1. ÚVOD

V současné době má Ústav výrobních strojů a zařízení k dispozici jen řídicí systém Siemens Sinumerik 840D sl s motory bez připojené mechaniky. Jeho možnosti využití pro výuku jsou tedy značně omezené.



obr. 1.1 Řídicí systém Ústavu výrobních strojů a zařízení

Motivací této práce je vytvořit stand, na kterém by bylo možné demonstrovat základní funkce řídicího systému a v rámci výuky a školení provádět ukázková měření.



2. CÍL PRÁCE

Cílem práce je navrhnout přenosný testovací stand, na kterém bude možné provádět ukázková měření a demonstraci funkcí řídicího systému Siemens Sinumerik 840D sl. pro řízení pohonů lineárních pohybových os. Stand má být koncipován jako křížový stolek se dvěma vzájemně kolmými osami a musí být kompaktní a přenosný, aby byla umožněna snadná přeprava osobním automobilem. Stand bude v obou osách vybaven přeladitelnou poddajnou strukturou s vlastní frekvencí v řádu desítek Hz, která se významně projeví při regulaci pohonů.



3. REŠERŠE

V rešerši budou hledána zařízení, která používají výrobci k testování nebo diagnostice poruch řídicích systémů a servomotorů. Dále jsou zajímavé standy, na kterých probíhají experimentální měření a studie vlivů např. na přesnost polohování. Druhá část rešerše je zaměřena na malé komerční křížové stolky.

3.1 REŠERŠE TESTOVACÍCH STANDŮ

Fanuc:

Fanuc k testování používá stand s motory bez zátěže. Lze simulovat až 6 os najednou. Stand je koncipován spíše na diagnostiku a kalibraci servomotorů a různých prvků řídicího systému.



obr. 3.1 Testovací stand fanuc [1]



Paragon technologies:

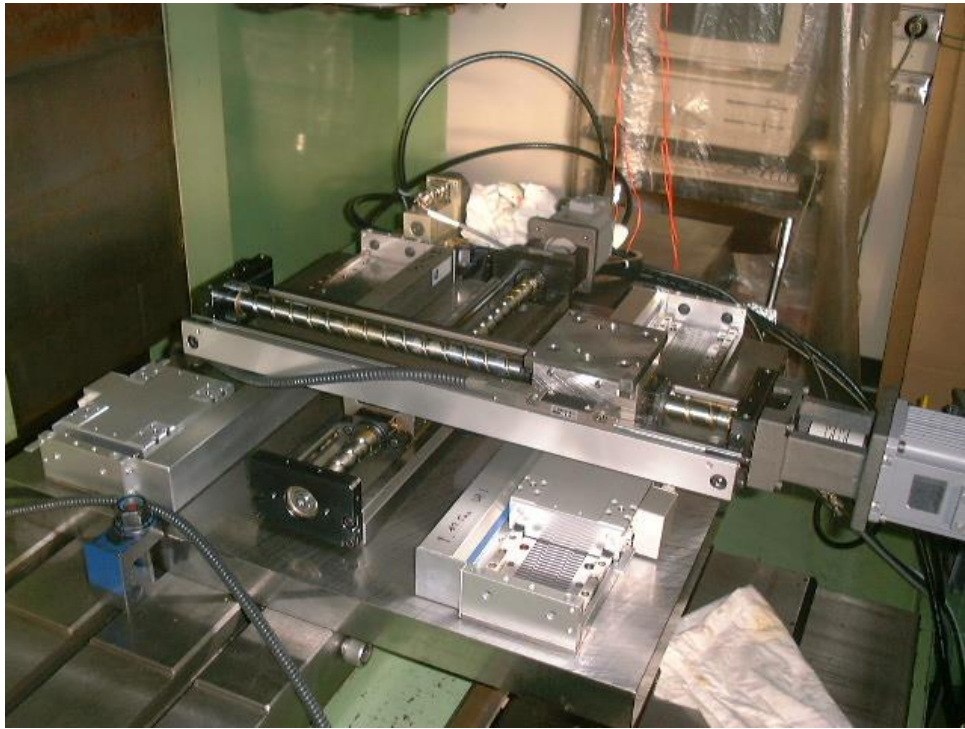
Testovací stand firmy Paragon Technologies je navržen speciálně pro pohony Siemens. Používá řídicí systém Sinumerik a je schopen testovat až 32 os. Koncepce a využití standu jsou podobné jako u firmy Fanuc. Stand slouží pro diagnostiku a kalibraci servomotorů.



obr. 3.2 Testovací stand společnosti Paragon technologies [2]

Kyoto University:

Projekt university Kyoto je zaměřen na analýzu a kompenzace chyb polohování, zejména na chyby způsobené „stick motion“ a „lost motion“. Podle toho je postaven stand, který má typické uspořádání pro obráběcí centra. Jde o křížový stůl, pohon je zajištěn kuličkovými šrouby. Použito je přímé odměřování. Na standu probíhala mimo jiné analýza chyb kruhové interpolace při změně kvadrantu. Výsledky jsou publikovány v měsíčníku *Journal of the Japan Society for Precision Engineering* (Vol.67, No.1, pp.152-156, 2001). Do projektů jsou zapojeny firmy: Okuma Corp., OKK Corp., Toshiba Machine Co., Ltd., NSK Ltd., Mitsubishi Electric Corp., Mori Seiki Co., Ltd., Yamazaki Mazak Corp. a university Osaka Institute of Technology s Joetsu University of Education.



obr. 3.3 Stand university Kyoto [3]

University of Bacau (Rumusko):

V rumunské univerzitě prováděli výzkum vlivu třecích sil lineárního vedení na přesnost polohování. Odměrování polohy bylo prováděno laserem.



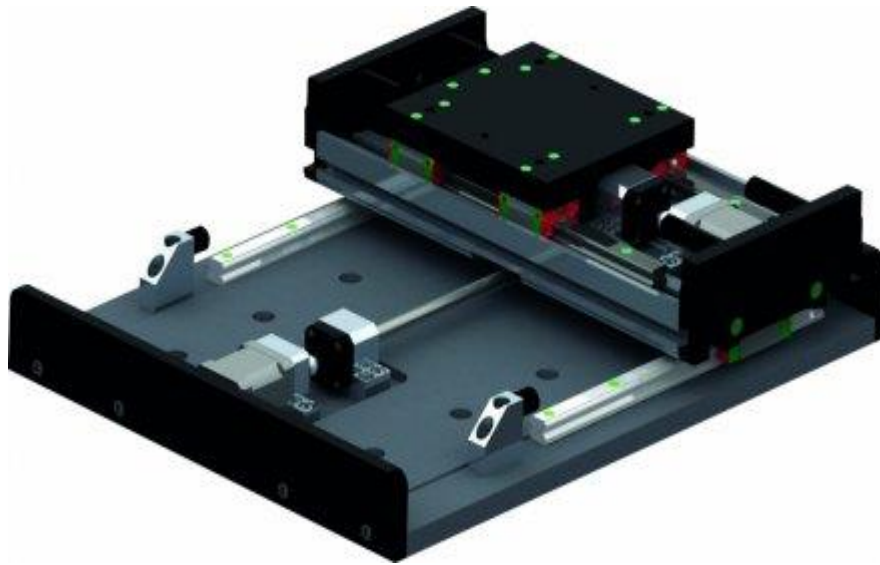
obr. 3.4 Stand Rumunské univerzity [4]

3.2 KŘÍŽOVÉ STOLY

Tato část rešerše je zaměřena na hledání různých koncepcí malých křížových stolů celosvětových výrobců. Cílem je získat přehled komerčních produktů a jejich řešení.

HIWIN:

Typ: CRBS-17-17



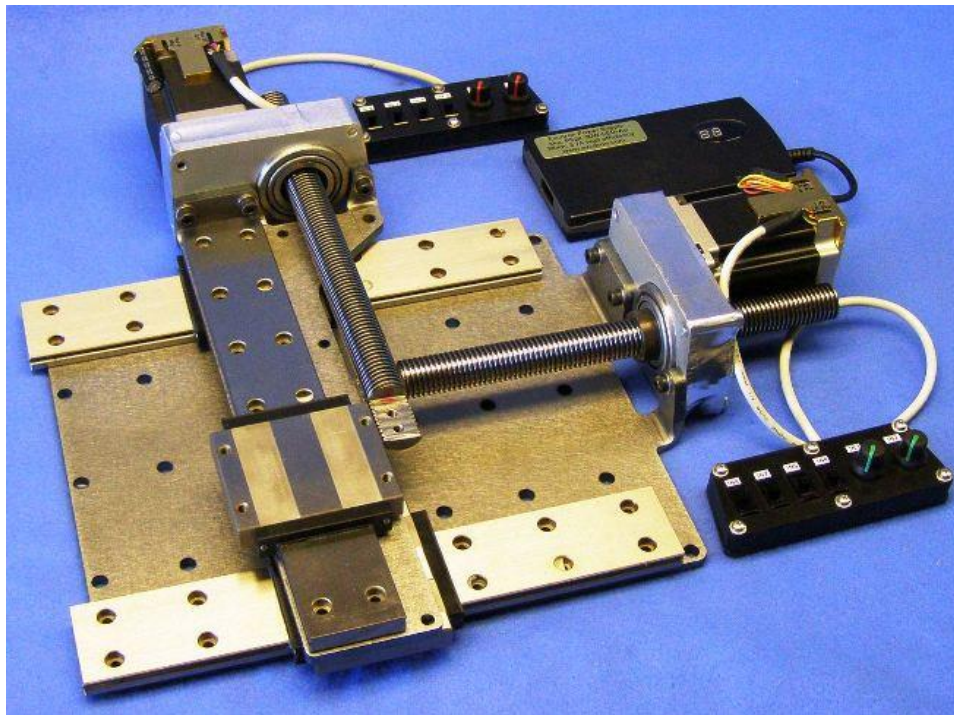
obr. 3.5 CRBS-17-17 [5]

Popis výrobce: „*Ekonomicky velmi výhodné řešení malého křížového stolu s kuličkovým šroubem a krokovými motory pro méně náročné aplikace. Toto uspořádání je vhodné pro menší zatížení do 20 kg a menší pracovní zdvihy do 500 mm. Ve standardním provedení lze dosáhnout přesnosti 0,1 mm, v případě použití externího odměřování lze dosáhnout vyšší přesnosti dle použitého typu odměřování. Stoly mohou být vybaveny dalšími pomocnými komponenty dle objednáčeho kódu.*“ [5]

Křížový stolek je sestaven z komponent výrobce Hiwin. Jako komplet je stolek degradován použitím krokových motorů. Výrobce bohužel ani neuvádí jaké jsou použity krokové motory.

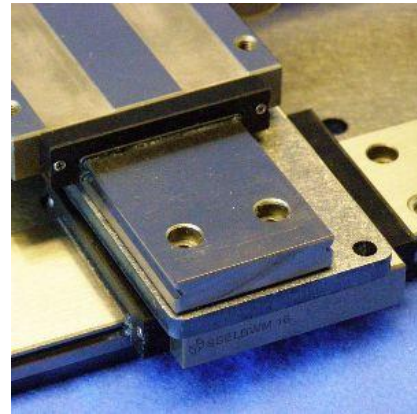
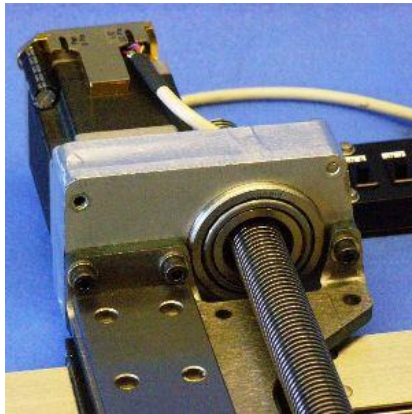


EXCITRON XY200-200-57



obr. 3.6 Excitron XY 200-200 [6]

Jde o malý přesný křížový stolek s udávanou teoretickou přesností $0.8 \mu\text{m}$. Používá se například pro testování měřících sond. Dovolené zatížení je 9 kg a vlastní hmotnost je 13 kg. Použity jsou krokové motory s rozlišením 800 půlkroků za otáčku. Stoupání šroubu je $2,54\text{mm}$ ($0,1''$) a převodový poměr 4. Posuv na jeden krok je tedy $0,79 \mu\text{m}$. Maximální rychlost je přibližně 12.7 mm/s ($0,5''/\text{sec}$). V této konfiguraci je poháněna matice a krouticí moment od motoru je přenášen přes řemenový převod.

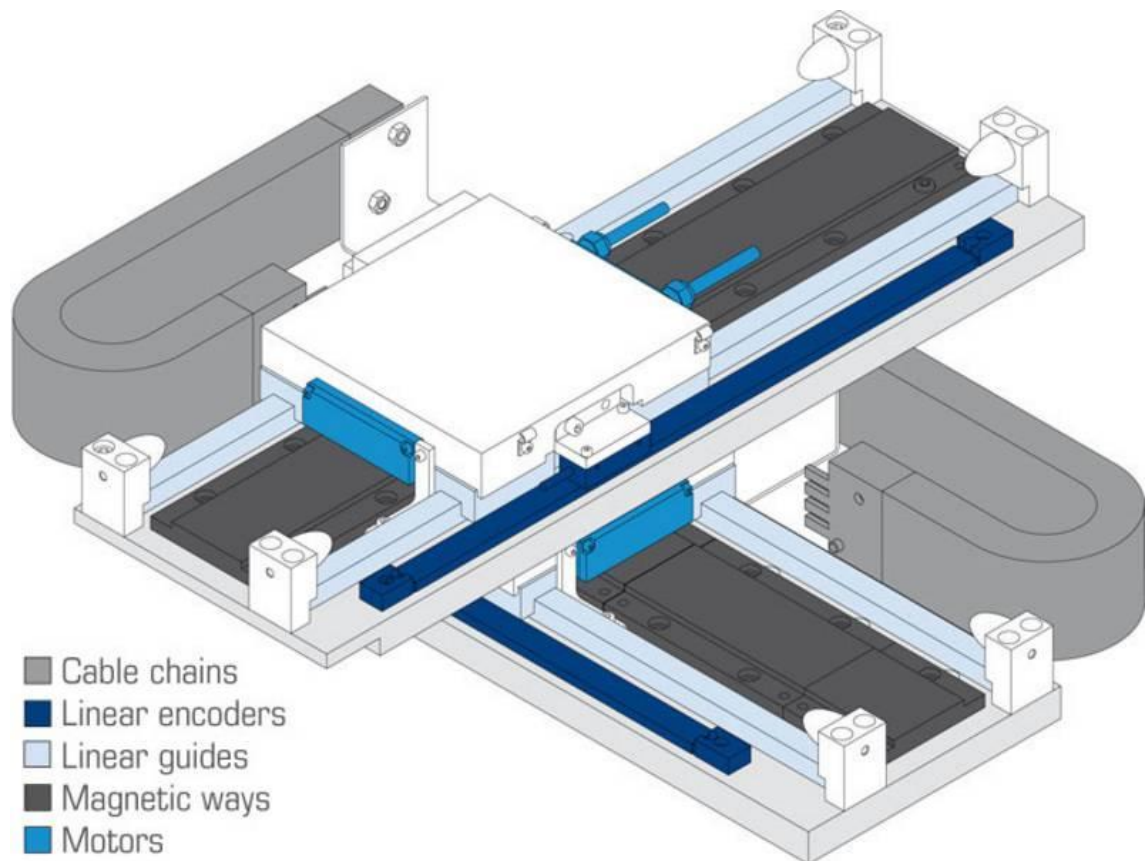


obr. 3.7 Detaily křížového stolu Excitron [6]

Pro zvýšení tuhosti je použito široké, miniaturní lineární vedení. Pohony na obou osách jsou identické. Udávaná cena výrobcem je 9 950\$. Nevýhodou jsou opět krokové motory a koncepce s naháněnou maticí, kdy v krajní poloze bude šroub zasahovat ven. Dále není použit kuličkový šroub, ale pravděpodobně trapézový.

ETEL Motion technology

Švýcarská firma ETEL, která vyrábí hlavně lineární a prstencové motory, používá oblíbené stavebnicové řešení dvou identických pohybových jednotek našroubovaných na sebe.

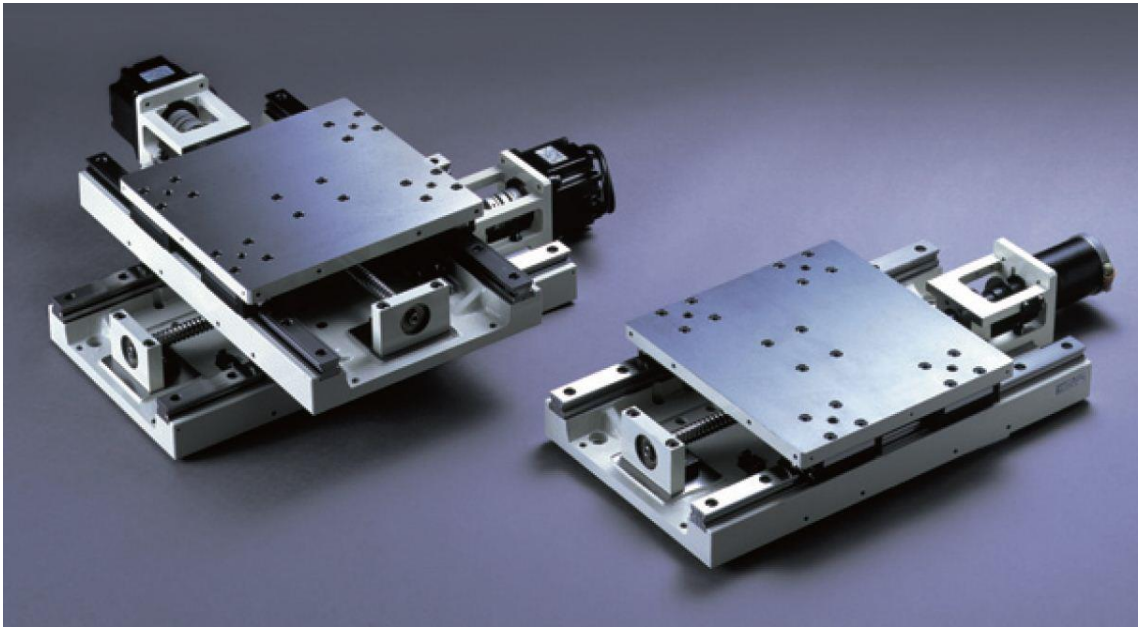


obr. 3.8 Etel DXI-LM155 [7]

Použity jsou lineární motory a přímé odměřování, které ale není nijak kryto a je nebezpečně vystaveno okolním vlivům. Z hlediska výrobních strojů se jedná o nepříliš obvyklou koncepci křížového stolu. Cenu varianty se zdvihy 155 mm udává výrobce 8 500\$.

THK

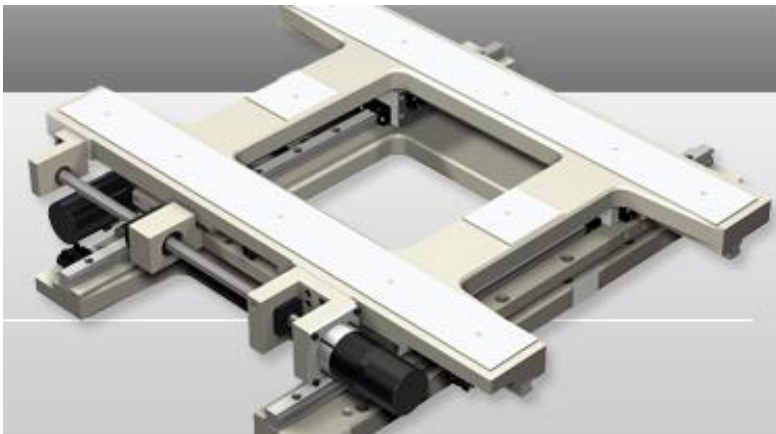
Japonská firma THK k vytvoření malého křížového stolu také používá stavebnicové jednotky. K pohonu ale využívá kuličkové šrouby spojené s motorem napřímo spojkou. Řada AX se vyrábí v délkách zdvihu od 50 mm do 500 mm.



obr. 3.9 THK AX [8]

V této variantě jsou kolejničky lineárního vedení šroubovány na „lože“ a deska stolu s vozíky je pohyblivá.

THK dále nabízí řadu DX v se zdvihy od 250 mm do 550 mm a nosností od 58 kg do 410 kg.



obr. 3.10 THK DX [8]

Tato koncepce využívá vlastností křížových lineárních vozíků. Z tohoto důvodu jsou kuličkové šrouby umístěny na straně. Lineární odměřování je umístěno na druhé straně od kuličkového šroubu.



CCM Automation Technology

Čínská firma CCM zajišťuje pohyb ve dvou osách také stavebnicovým skládáním lineárních jednotek. K pohonu je využíván řemenový převod. Jednotky se vyrábí v řadách W40, W45, W50 a W60, kde číslo značí průřez základního profilu. Nosnost uvádí od 10 kg do 25 kg. Uváděná přesnost je 0,05 mm a vyráběná délka až 2,75 m.



obr. 3.11 CCM W40 lineární modul [9]

Po sestavení podle na obr. 3.11 by mohlo po zatížení docházet ke zkroucení hnací tyče a následnému křížení.



4. POŽADAVKY NA STAND

Hlavní požadavky na stand jsou kompaktnost a snadná přenositelnost. Stand by měl být bezproblémově přenositelný ve dvou lidech a převozní osobním automobilem. Dále musí být připojitelný k řídicímu systému Siemens Sinumerik 840D sl, takže veškeré komponenty musí komunikovat s řídicím systémem. Na standu by se měla provádět základní měření typu ladění rychlostního regulátoru, polohového regulátoru, kruhová interpolace, kompenzace tření, vliv zrychlení a ryvu, vliv feedforwardů, vliv mechanické stavby na naladění a dosažitelné parametry polohování atp. Stand má být koncipován jako křížový stůl se dvěma kolmými osami. Dle zadání má být v obou osách použito přímé odměřování. Dále musí být stand vybaven v obou osách přeladitelnou poddajnou strukturou s nízkou vlastní frekvencí (v řádu desítek Hz), která se výrazně projeví při regulaci pohonů.

Z rešerše byly zjištěny různé koncepce a uspořádání malých křížových stolů. Koncepce s lineárními motory je z pohledu zástavbového prostoru výhodná, ale z hlediska zamýšleného použití není vhodná, protože lineární motory nevnáší do stavby další mechanickou poddajnost a na kmitání by se z velké části podílela pouze dynamická platforma. Pohon by tedy měl vnášet do mechanické stavby další poddajnost. Z důvodů snadné přenositelnosti a přenositelnosti by bylo vhodné mít koncepci podobnou stolku na obr. 3.5, kde přes spodní desku nic nepřesahuje a ani za provozu nebude nic přejíždět, což bude i z hlediska bezpečnosti žádoucí. Stand bude i stabilnější a nebude hrozit převrácení jako u modulových koncepcí (pokud bude stand volně položen). Dále by měl mít stand nějaké úchyty nebo madla, aby byla snadná manipulace při vykládání a aby při pokládání nehrozilo skřípnutí prstů. Vhodné by také bylo zajistit jednoduchou aretaci os při převozu.



5. VYUŽITÍ STANDU VE VÝUCE

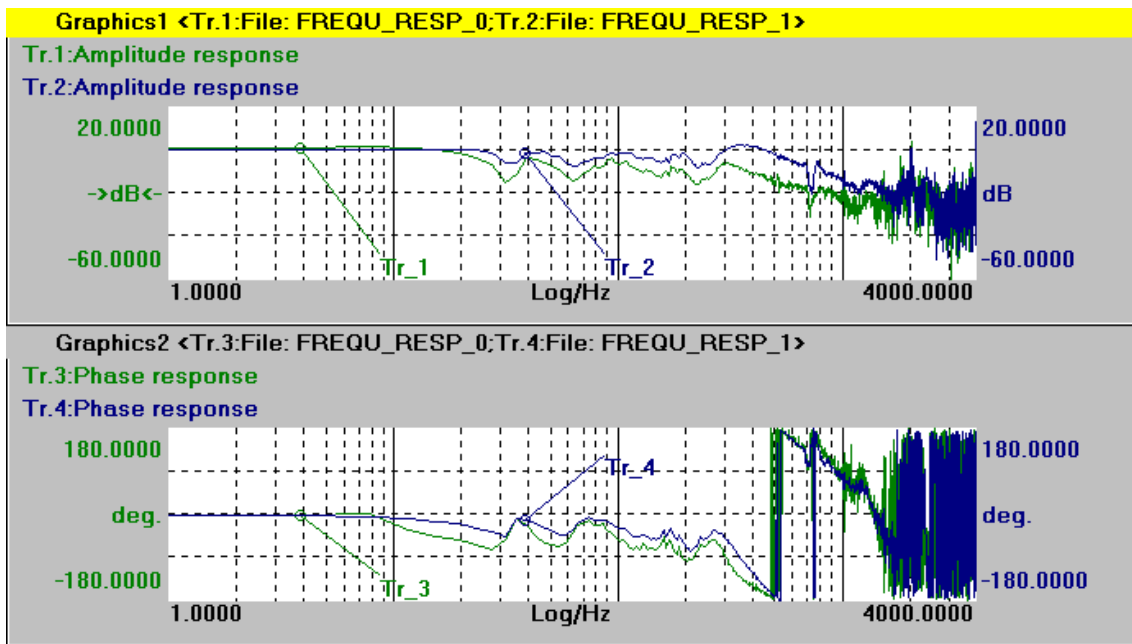
V současné době má Ústav výrobních strojů a zařízení k dispozici jen řídicí systém Siemens Sinumerik 840D sl s motory bez připojené mechaniky. Jeho možnosti využití pro výuku jsou tedy značně omezené. Pro výukové nebo školicí účely by bylo možné stand využívat např. pro ukázkou ladění rychlostní a polohové regulace. Díky zamýšlené přeladitelnosti tuhosti a hmotnosti poddajné struktury by bylo možné sledovat vliv dynamických účinků na regulaci pohonů a následně pokročilými funkcemi tyto účinky potlačovat.

V následujících podkapitolách jsou stručně popsány ukázky možného využití standu.

5.1 RYCHLOSTNÍ REGULACE

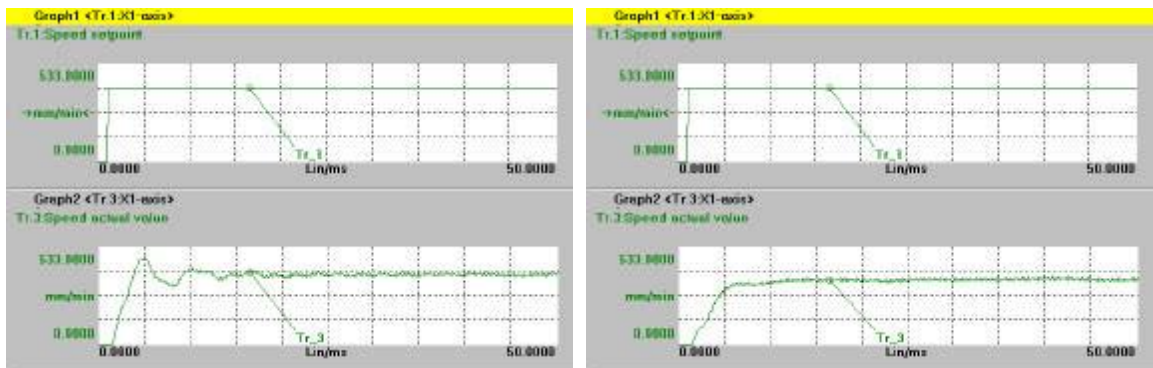
Správné naladění rychlostní smyčky je rozhodujícím předpokladem pro dobrou činnost regulace polohy. Největší informační obsah při ladění má frekvenční charakteristika (obr. 5.1) a z ní zjištěné propustné pásmo – frekvence, kde pokles amplitudy nepřekročí -3 dB, které by mělo být co nejvyšší. Omezujícím faktorem bývají rezonanční špičky, způsobené vlivem mechanické stavby celé pohybové osy. Úpravy frekvenčních charakteristik jsou možné zaváděním proudových filtrů za výstup rychlostního regulátoru [12].

Na obr. 5.1 je znázorněn vliv natavení zesílení na frekvenční charakteristiku. Zelená charakteristika odpovídá nastavení $K_p=2$ a modrá $K_p=5,5$. Propustné pásmo se v tomto případě zvětší přibližně o 10 Hz .



obr. 5.1 Porovnání vlivu zesílení na frekvenční charakteristiku [10]

Dalším testem funkce rychlostní smyčky je odezva na skok rychlosti, která by měla být co nejrychlejší s překmitem 15 až 25% a rychlým útlumem [12]. Odezva na skok rychlosti se používá pro jemné doladění.

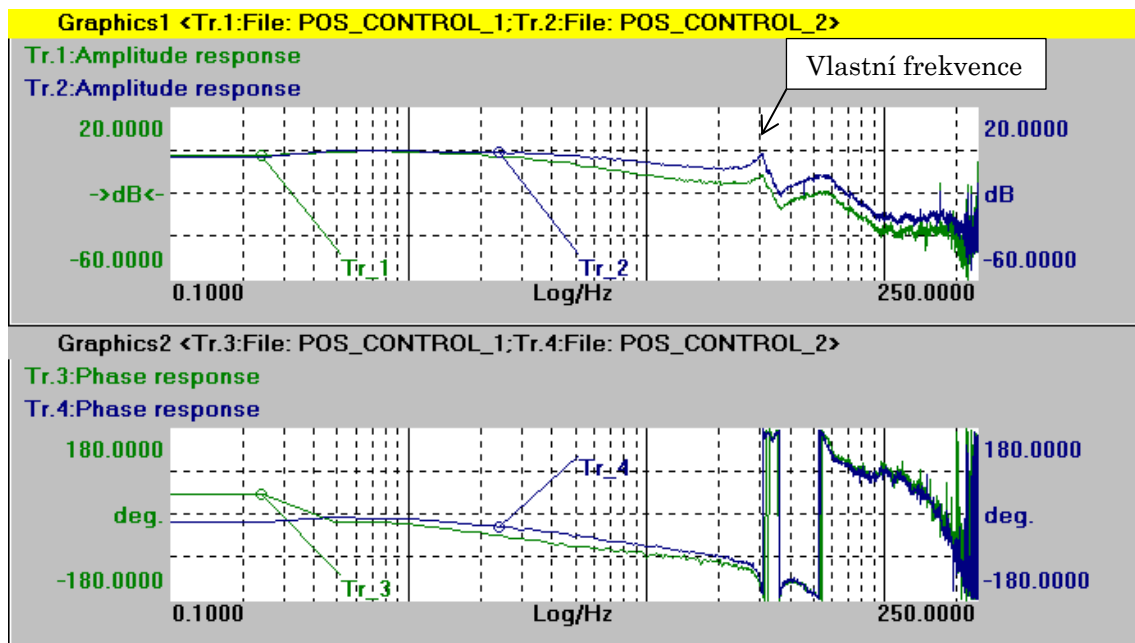


obr. 5.2 Porovnání vlivu zesílení na odezvu na skok rychlosti [10]

Na obr. 5.2 vlevo je znázorněno velké zesílení. Systém sice má rychlejší odezvu, ale překmit přesahuje 20% a utlumení není rychlé. Naopak vpravo je zesílení malé. Nedojde k překmitu a systém má zbytečně pomalou odezvu.

5.2 POLOHOVÁ REGULACE

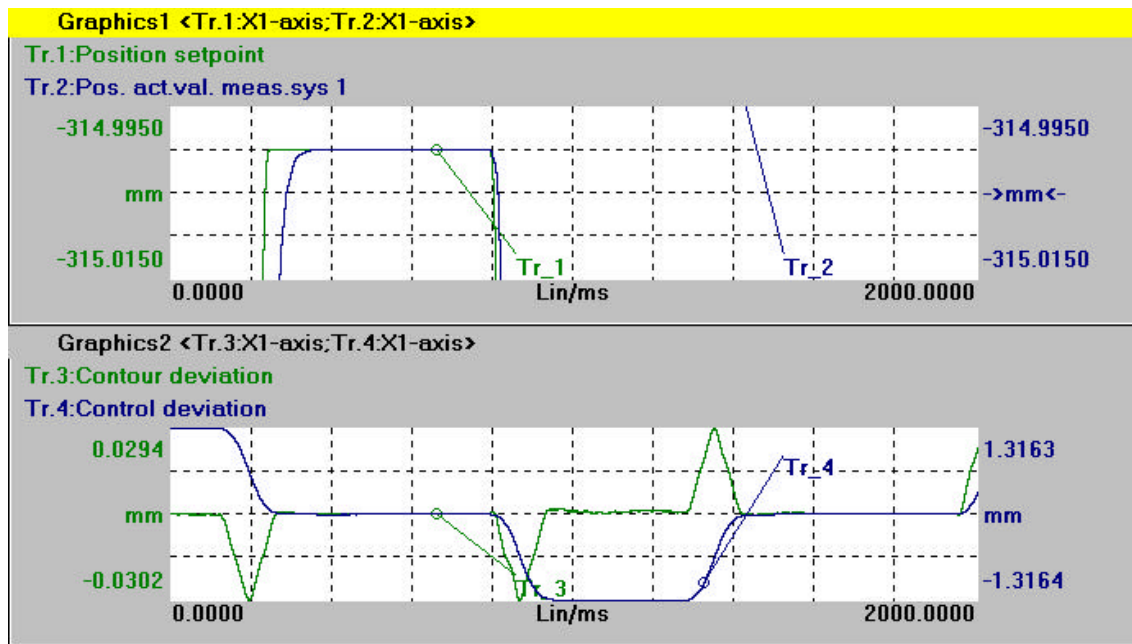
Zesílení polohové smyčky se optimalizuje pomocí frekvenční charakteristiky a odezvy na skok polohy. Cílem je dosáhnout co největšího zesílení K_v aniž by amplituda ve frekvenční charakteristice nepřekročila 0 dB. Je vhodné provádět testy při maximálním zatížení stolu, aby byla zaručena kvalitní regulace i v nejhorším případě.



obr. 5.3 Porovnání vlivu zesílení K_v [10]

Na obr. 5.3 je znázorněn vliv zesílení K_v na frekvenční charakteristiku. Stejně jako u rychlostní smyčky lze i u polohové smyčky ovlivňovat nastavení regulace zařazováním filtrů, tzv. referenčních modelů a dalších pokročilých způsobů regulace.

Na obr. 5.4 je znázorněna odezva na skok polohy. U tohoto testu nesmí dojít k překmitu jako u rychlostní regulace.

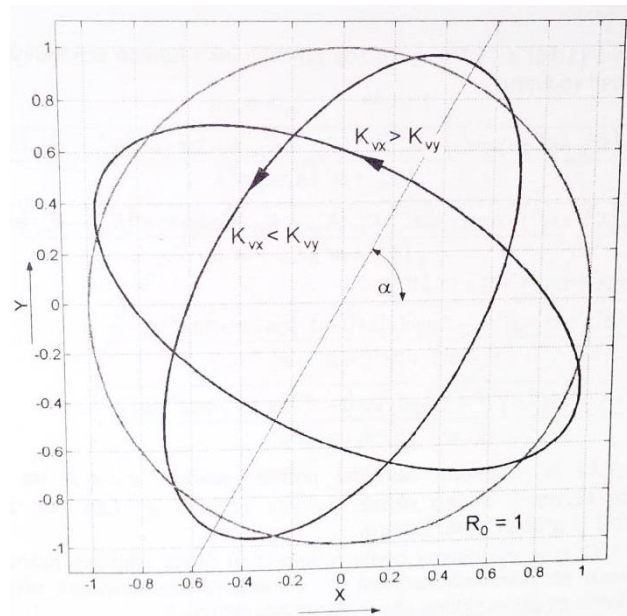


obr. 5.4 odezva na skok polohy [10]

5.3 KRUHOVÁ INTERPOLACE

Zásady a vyhodnocení měření přesnosti kruhové interpolace jsou dány normou ČSN ISO 230-4. Tento test je dostatečně rychlý a navíc komplexní, protože do interpolace je zapojena jak geometrie stroje, tak pohony a odměřovací systém stroje. Test zachytí stav geometrie stroje - kolmost, přímočarost, nastavení pohonů, stav odměřování, různé vůle (mrtvé chody a příčné vůle) - a cyklické závislosti na interpolujících osách.

Pro ukázkou je vybrán vliv nestejně velikosti zesílení polohové smyčky Kv. Pokud jsou rozdílná zesílení Kv interpolujících os, tak výsledná trajektorie nebude kružnice, ale obecně skloněná elipsa (obr. 5.5) [12].



obr. 5.5 Vliv nestejné velikosti K_v [12]

Mezi další vlivy projevující se typickými nepřesnostmi kruhové interpolace patří: nekolmosti vedení, roztažení nebo smrštění lineárního odměřování nebo kuličkového šroubu, cyklická chyba způsobená vibracemi ovlivňující snímače polohy, chyby způsobené vůlí v pohybové ose, chyby způsobené kompenzací vůlí, chyby způsobené kompenzací přesnosti, chyba přímosti vedení, chyba způsobená zadrháváním (stick-slip efekt) [13].

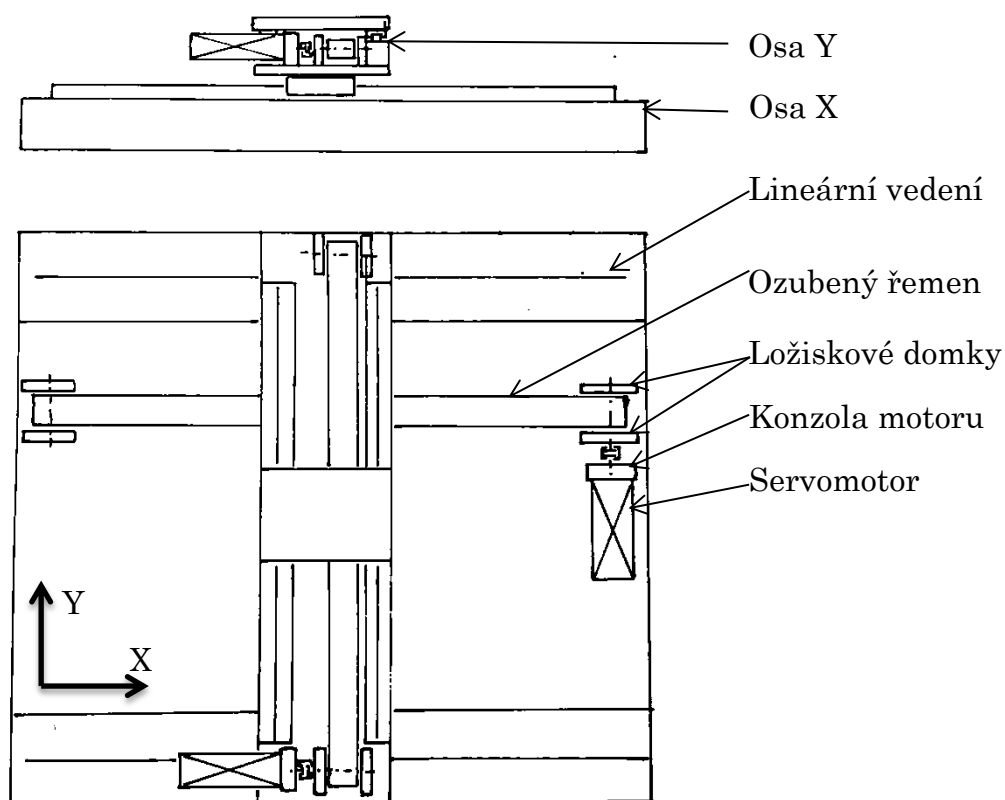
6. VLASTNÍ ŘEŠENÍ

6.1 VARIANTY ŘEŠENÍ

Podle požadavků zadání a zhodnocení výsledků rešerše byly navrženy tři varianty řešení.

6.1.1 VARIANTA S ŘEMENOVÝM PŘEVODEM

První variantou je použit k pohonu řemenový převod poháněný servomotorem. Koncepte je znázorněna na obr. 6.1.

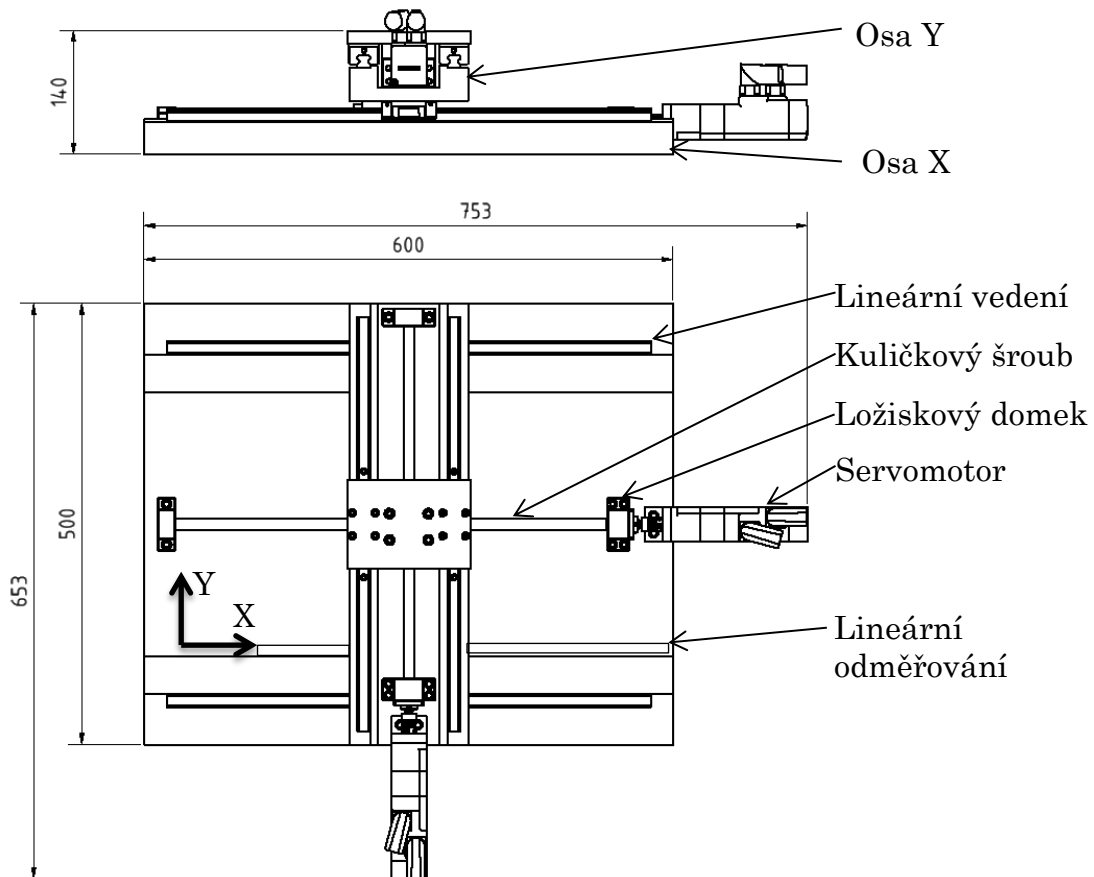


obr. 6.1 Koncepte s řemenovými převody

Základem je spodní čtvercová deska, na níž jsou namontovány kolejnice lineárního vedení. Řemenice jsou na hřídeli mezi ložiskovými domky a servomotor je spojen napřímo pomocí spojky. Horní osa y má identickou koncepci.

6.1.2 VARIANTA S KULIČKOVÝM ŠROUBEM

Další variantou je použití k pohonu kuličkové šrouby (obr. 6.2), které mají vyšší tuhost než řemeny a které se běžně používají u obráběcích strojů.

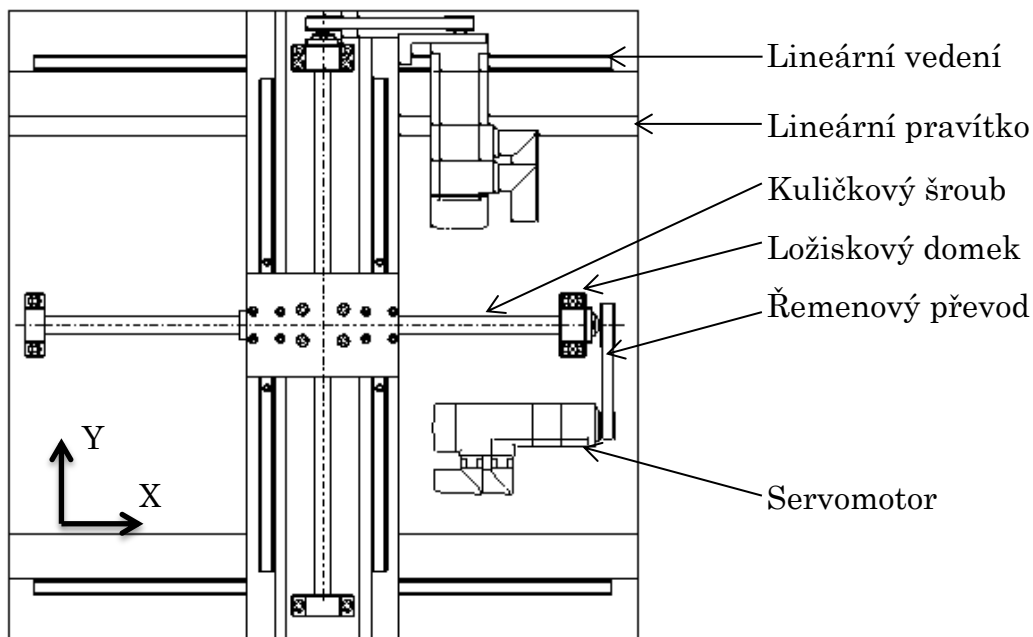


obr. 6.2 Koncepce s kuličkovým šroubem

Pokud by byly servomotory spojeny přes spojku napřímo s kuličkovým šroubem, tak by nevhodně přesahovaly přes spodní základní desku. Lineární odměřování je dobře schováno uvnitř základové desky.

6.1.3 VARIANTA S KULIČKOVÝM ŠROUBEM VLOŽENÝM PŘEVODEM

Třetí varianta je podobná druhé, ale mezi kuličkový šroub a servomotor je vložen řemenový převod. Motory pak jsou otočeny a nepřesahují přes základní desku viz obr. 6.3.



obr. 6.3 Koncepte s kuličkovým šroubem a vloženým převodem

Stand pak bude kompaktní a lépe přenositelný. Pravítko lineárního odměřování je u obou os schováno uvnitř. Motor osy x je schovaný pod osou y, která přejíždí nad ním. Z hlediska obráběcích strojů se jedná o obvyklou konfiguraci pohybové osy. Celková poddajnost pohonu je složena z poddajností řemenu a kuličkového šroubu.

6.1.4 ZHODNOCENÍ VARIANT

Výhodou první varianty jsou malé zástavbové rozměry, kde vůči zdvihu osy jsou potřeba minimální přesahy. Mezi výhody lze určitě zařadit také cenu. Cena řemenů je výrazně nižší než kuličkových šroubů. Velkou nevýhodou je tuhost řemenů (tuhost jednoho metru řemenu PowerGrip GT3 5MGT – 15 je 370 N/mm [14]), která má vliv na přesnost polohování resp. opakovatelnost. Přesnost polohování se dá kompenzovat v řídicím systému, ale opakovatelnost nikoliv.

V druhé variantě jsou použity kuličkové šrouby, které mají vyšší tuhost než řemeny a které se běžně používají u obráběcích strojů. Mezi výhody se může zařadit lepší přesnost polohování a opakovatelnost oproti řemenovým



pohonům. Nevýhodou jsou přesahující servomotory přes základní desku, které komplikují přepravu.

Ve třetí variantě je vložen řemenový převod, který navíc způsobuje tzv. „nárazníkový efekt“. Tento způsob pohonu s vloženým převodem je z regulačního hlediska dobře chráněn proti zpětnému působení vnějších sil na suportu [12]. Výhodou je dále kompaktnost, snadnější převozitelnost než u varianty 2 a více možností pro výukové účely.

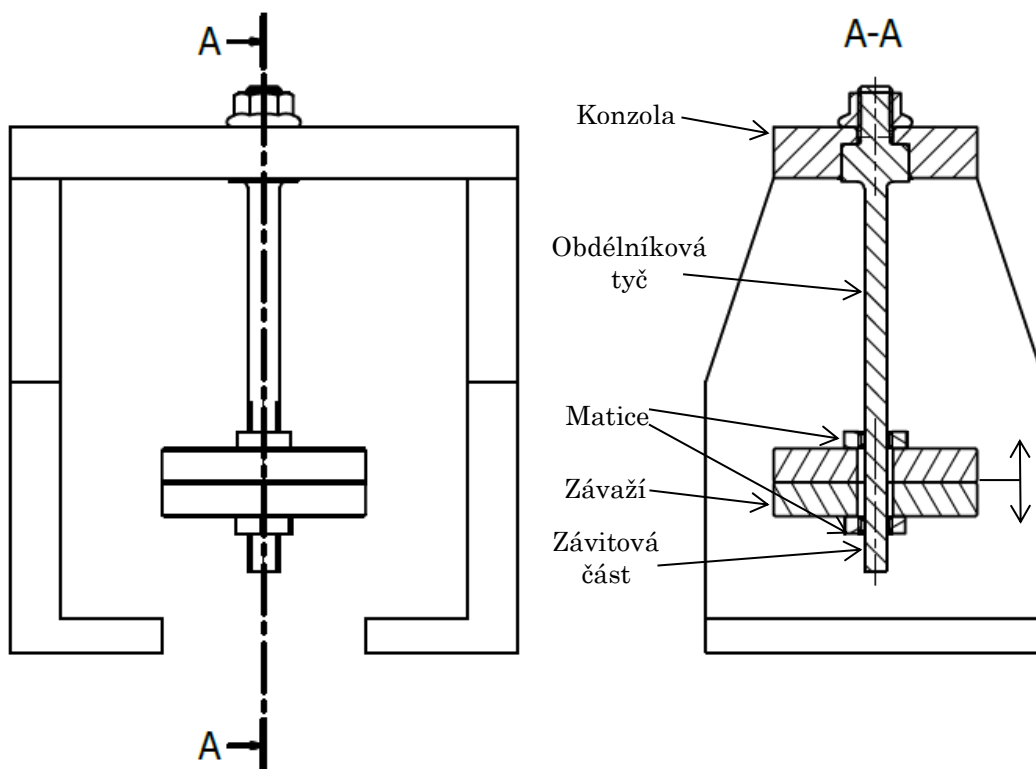
Po zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant byla vybrána pro další zpracování varianta s kuličovým šroubem a vloženým řemenovým převodem.

6.2 VARIANTY ŘEŠENÍ DYNAMICKÉ PLATFORMY

Dynamická platforma bude umístěna na stole standu a bude představovat přídavnou přeladitelnou dynamickou strukturu. Vlastní frekvence dle zadání má být v řádu desítek Hz. Platforma bude koncipována jako kyvadlo na tyči zavěšené na konzole. Konzola by měla mít výrazně větší tuhost než samotné kyvadlo, aby se projevovaly dynamické účinky jen od kyvadla.

6.2.1 KYVADLO NA TYČI – POHYBLIVÉ ZÁVAŽÍ

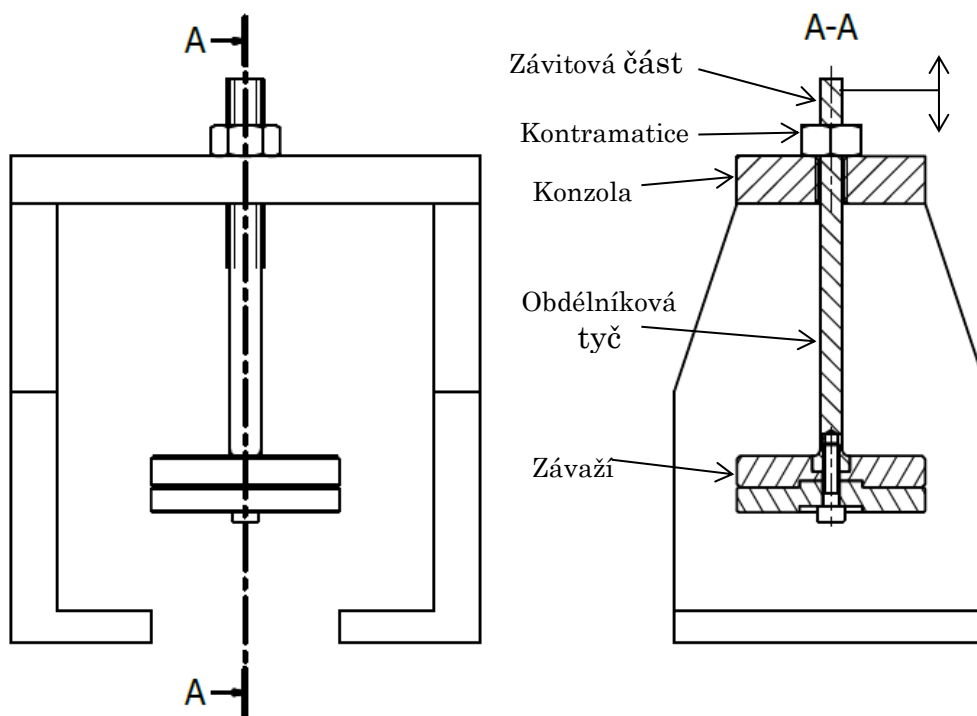
V první variantě (obr. 6.4) je přeladitelnost tuhosti řešena změnou délky tyče (dříku). Tyč je napevno přišroubována do konzoly a závaží se po ní posouvá a tím se mění tuhost. Tyč má obdélníkový průřez, aby byla rozdílná tuhost ve hlavních směrech pohybu. Ve spodní části tyče je závit, který slouží k zajištění polohy závaží pomocí dvojice matic.



obr. 6.4 Dynamická platforma - varianta 1

6.2.2 KYVADLO NA TYČI – PEVNÉ ZÁVAŽÍ

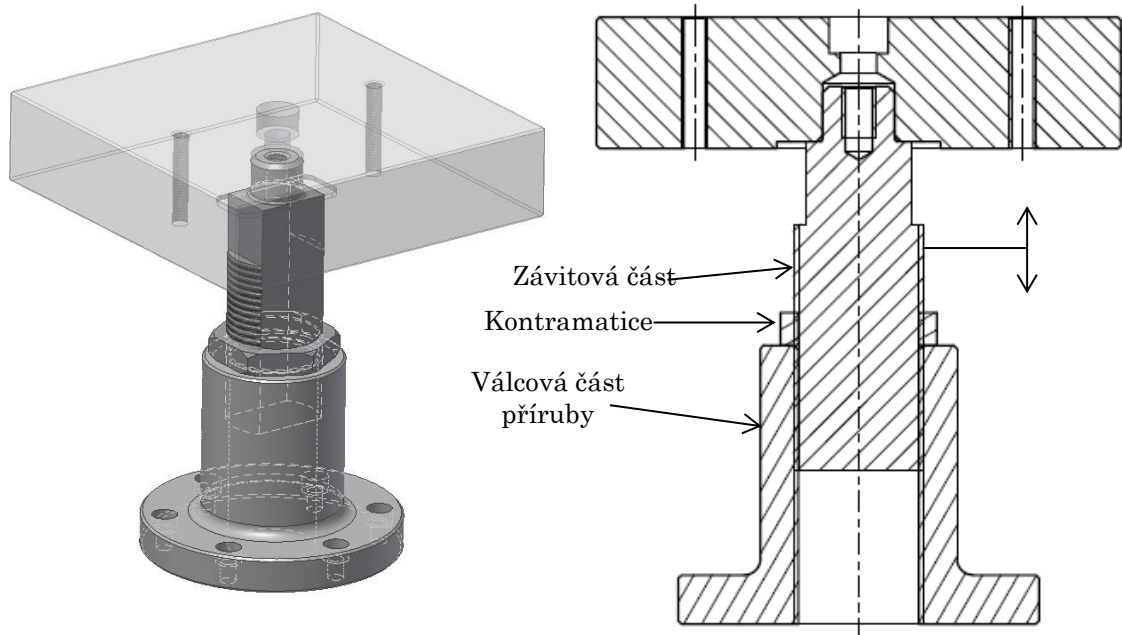
I v druhé variantě je změna tuhosti zajištěna změnou délky tyče kyvadla. Závaží je napevno přišroubováno k obdélníkové tyči a ve vrchní části tyče je na bocích závit, který umožňuje přestavování délky od konzoly. Poloha tyče je na konzole zajištěna kontramaticí. V obou variantách je počítáno s možností přidávat závaží a tím také přeladit soustavu.



obr. 6.5 Dynamická platforma - varianta 2

6.2.3 INVERZNÍ KYVADLO

Třetí varianta má uspořádání inverzního kyvadla. Odpadá nutnost tuhé konzole. Změna tuhosti je zajištěna vyšroubováním/zašroubováním dříku do válcové příruby. Na celkové ohybové tuhosti se bude podílet válcová část příruby a vlastní dřík. Tuhost v závitovém spoji je zanedbána. Dřík je v přírubě zajištěn kontramaticí. Přídavná závaží se mohou přikládat na vrch a zajistí se dvojicí šroubů.



obr. 6.6 Dynamická platforma - varianta 3

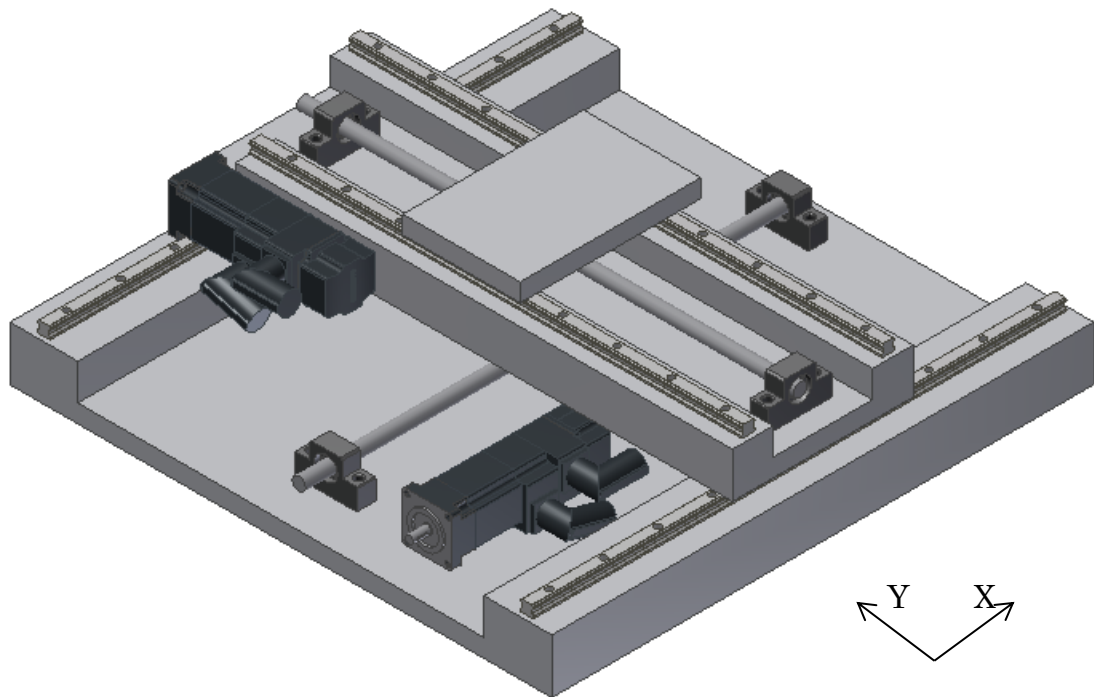
6.2.4 ZHODNOCENÍ VARIANT

První a druhá varianta je vzhledem ke své velikosti určena pro menší tuhosti tyče kyvadla a menší hmotnosti závaží. S potřebou vyšší tuhosti tyče by musela být konzole výrazně mohutnější a mohly by být limitující rozměry stolu. Třetí varianta může být dimenzována na vyšší tuhosti s větším závažím. Výběr varianty dynamické platformy bude proveden až podle výpočtu potřebných tuhostí a hmotností závaží.



6.3 ROZMĚROVÁ STUDIE

Pro lepší odhad hmotností jednotlivých částí standu byla vytvořena jednoduchá rozměrová studie. Cílem je získat představu o hmotnostech, které vstupují do prvotních výpočtů a navrhnout přibližné celkové rozměry.



obr. 6.7 Rozměrová studie

Vybrán byl motor Siemens 1FK7022 s výkonem 0,38 kW a krouticím momentem 0,6Nm. Rozměry v půdorysu jsou 600 x 600 mm. Hmotnost, kterou bude zatěžována spodní osa x, byla podle modelu odhadnuta na 20 kg. Pro horní osu y byla odhadnuta zátěž i s částí dynamické soustavy na 10 kg. Zdvihy os jsou očekávány v rozmezí 350 až 400 mm a rozměr stolku bude 200 x 100 mm.



6.4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

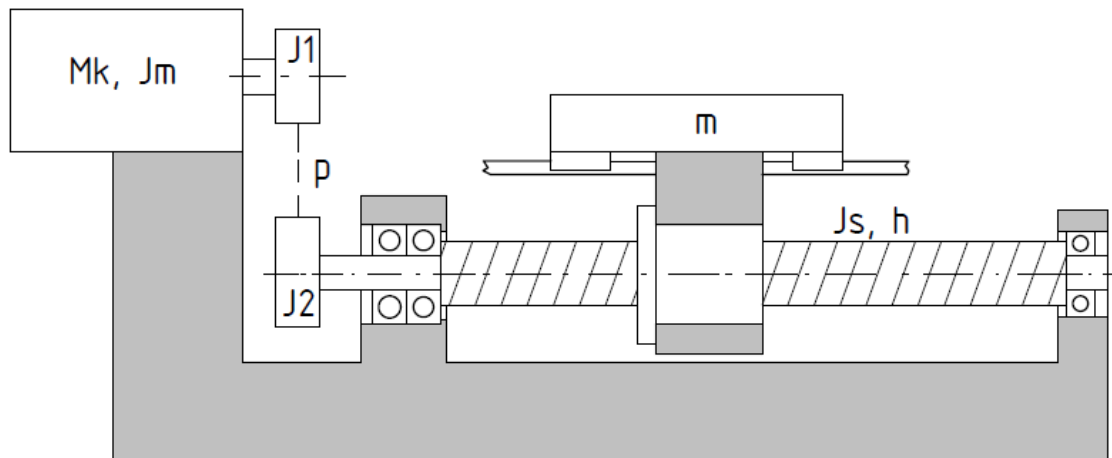
6.4.1 VOLBA KULIČKOVÉHO ŠROUBU A OPTIMÁLNÍHO VLOŽENÉHO PŘEVODU

Kuličkový šroub a vložený řemenový převod je optimalizován s ohledem na maximální zrychlení. Vzhledem k velikosti křížového stolu je vytipováno 8 kuličkových šroubů, z nichž se vybere kombinace šroubu a převodu, která dosáhne největšího zrychlení.

Tabulka 1: Varianty kuličkových šroubů

Průměr [mm]	Stoupání [mm]	Výrobce
10	4	THK
12	4	HIWIN
15	5	NSK
15	10	THK
15	20	THK
16	5	THK
16	10	THK
16	16	THK

Pro zrychlení supportu podle schématu na obr. 6.8 platí vztah (1) [12]:



obr. 6.8 Schéma pohonu

$$a = \alpha_M \cdot \frac{h}{p} = \frac{M_k}{J_{Mred}} \cdot \frac{h}{p} \quad (1)$$

Stoupání závitu h má fyzikální rozměr m/rad . V katalogích se běžně udává stoupání v jednotkách mm/ot . Přepočítání se provede podle vzorce [12]:

$$h = \frac{s}{2000\pi} \quad (2)$$

Redukovaný moment setrvačnosti na motor se spočítá podle vzorce [12]:

$$J_{Mred} = J_M + J_1 + \frac{J_2 + J_S + m \cdot h^2}{p^2} \quad (3)$$

Po dosazení se dostane výsledný vztah pro zrychlení supportu:

$$a = \frac{M_K \cdot p \cdot h}{(J_M + J_1) \cdot p^2 + J_2 + J_S + m \cdot h^2} \quad (4)$$

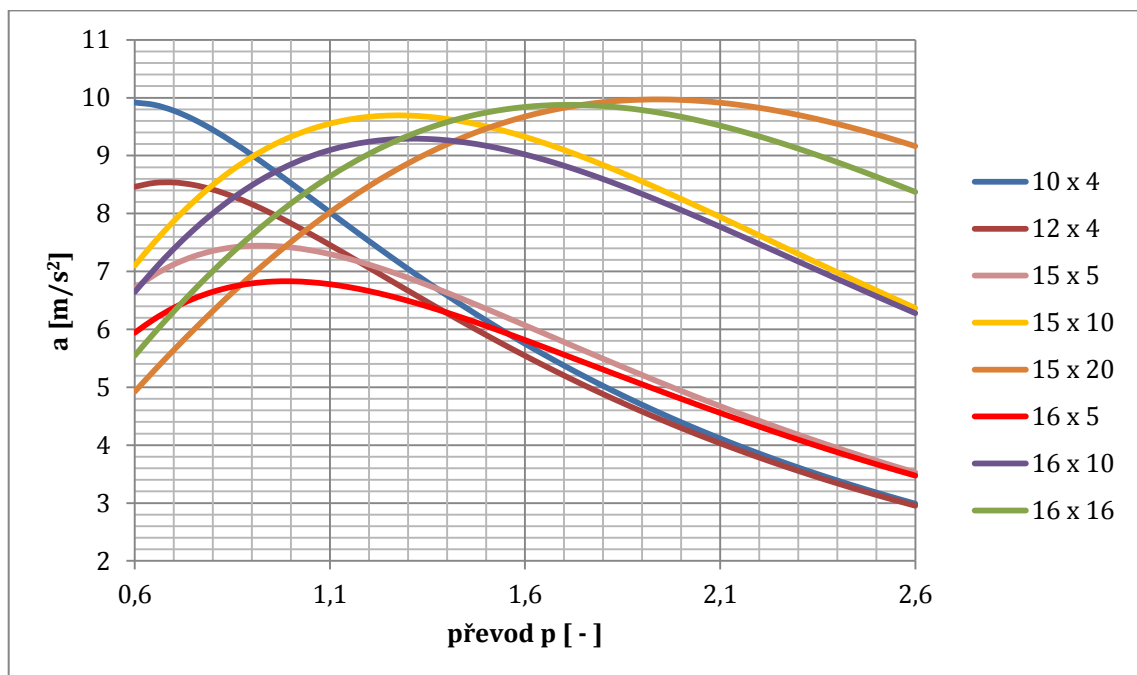
Kde moment setrvačnosti řemenice na motoru J_1 je konstantní (voleno podle průměru hřídele motoru), moment setrvačnosti řemenice na šroubu J_2 je závislý na velikosti převodu. Při výpočtu momentů setrvačnosti je řemenice a kuličkový šroub zjednodušena jako plná tyč.



Ze vztahu (4) je zobrazen graf průběhu zrychlení v závislosti na převodu pro konkrétní kuličkový šroub, z něhož bude odečten optimální převodový poměr.

6.4.1.1 Osa x

Pro výpočet průběhu zrychlení v závislosti na převodu je odhadnuta celková hmotnost suportu 20 kg. Pro motor Siemens 1FK7022 odpovídá krouticí moment $M_K = 0,6 \text{ Nm}$ [15] a $J_M = 2,8e-5 \text{ mm}^4$ [15]. Délka kuličkového šroubu je odhadnuta na 0,48 m. Průměr řemenice na motoru je zvolen podle hřídele motoru ($d = 9 \text{ mm}$) a z katalogu je vybrána řemenice o průměru 23,8 mm a šířce 10mm. Velikost řemenice na kuličkovém šroubu je pak závislá na převodu p .



obr. 6.9 Závislost zrychlení na převodu pro zvolené variant kuličkových šroubů osy x

Z grafu na obr. 6.9 je vidět, že největší zrychlení se dosáhne s kuličkovými šrouby 10x4, 15x10, 15x20, 16x10 a 16x16. Pro šroub 10x4 vychází optimální převod menší než 1, a proto se pro další výpočty nebude uvažovat. Stejně tak se nebude dále počítat se šroubem 16x10, protože charakteristika víceméně kopíruje šroub 15x10 jen suport dosáhne menšího maximální zrychlení.

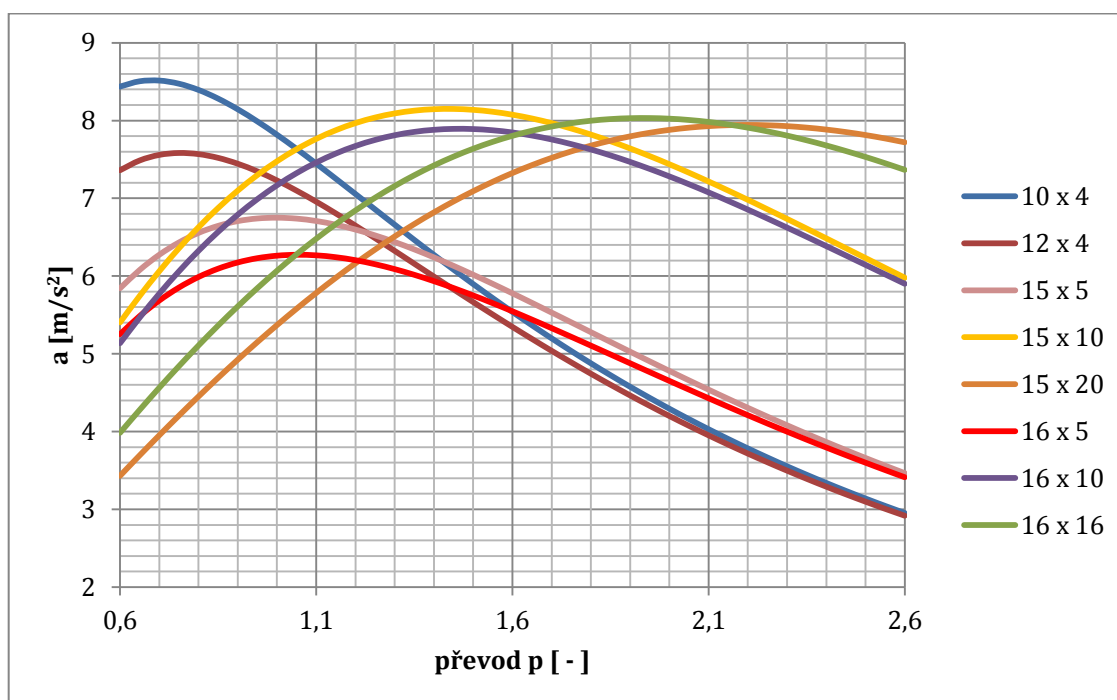


V tabulce 2 jsou zobrazeny optimální převody pro vybrané kuličkové šrouby a rychlosti při jmenovitých otáčkách motoru 6000 ot/min [15].

Tabulka 2 : Optimální převody

Kuličkový šroub	Optimální převod	Zrychlení [m/s ²]	Rychlost [m/s]
15 x 10	1,25	9,7	0,8
15 x 20	1,9	10	1,05
16 x 16	1,7	9,9	0,94

Protože hmotnost suptu byla odhadnuta a ve vzorci je hmotnost násobena druhou mocninou stoupání (v jednotkách m/rad), tak pro kontrolu je ověřen graf zrychlení s hmotností suptu 30 kg.



obr. 6.10 Závislost zrychlení na převodu při větším zatížení

Z porovnání grafů je patrné, že s rostoucí hmotností suptu se zvyšuje optimální převod u všech variant kuličkových šroubů. Dokonce pro šroub 10x4 při převodu 1 vychází stejné maximální zrychlení jako pro šroub 15x10.



Protože hlavními požadavky na stand jsou kompaktnost a snadná přenositelnost, tak je uvažován optimističtější odhad hmotnosti suportu a dále se nebude počítat s kuličkovým šroubem 10x4.

U vybraných šroubů byly zkontrolovány maximální přípustné otáčky podle rovnice (5) [16]. Koeficient závislosti na uložení byl vybrán podle způsobu uložení konců. Počítáno je s axiálně-radiálním ložiskem na jedné straně a s radiálním ložiskem na straně druhé. Dále byla vypočítána maximální tahová (6) [16] a tlaková síla (vzpěr) (7) [16]. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3. Podstatné je, že nejvyšší povolené otáčky šroubu vypočítané dle katalogu jsou vyšší než dosažitelné otáčky.

$$N_{max} = \frac{60 \cdot \lambda_1^2}{2\pi \cdot l_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot 10^3 \cdot I_{d1}}{\rho \cdot A}} \cdot 0,8 \quad (5)$$

$$P_2 = \sigma \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (6)$$

$$P_1 = \frac{\eta_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{d1}}{l_a} \cdot 0,5 \quad (7)$$

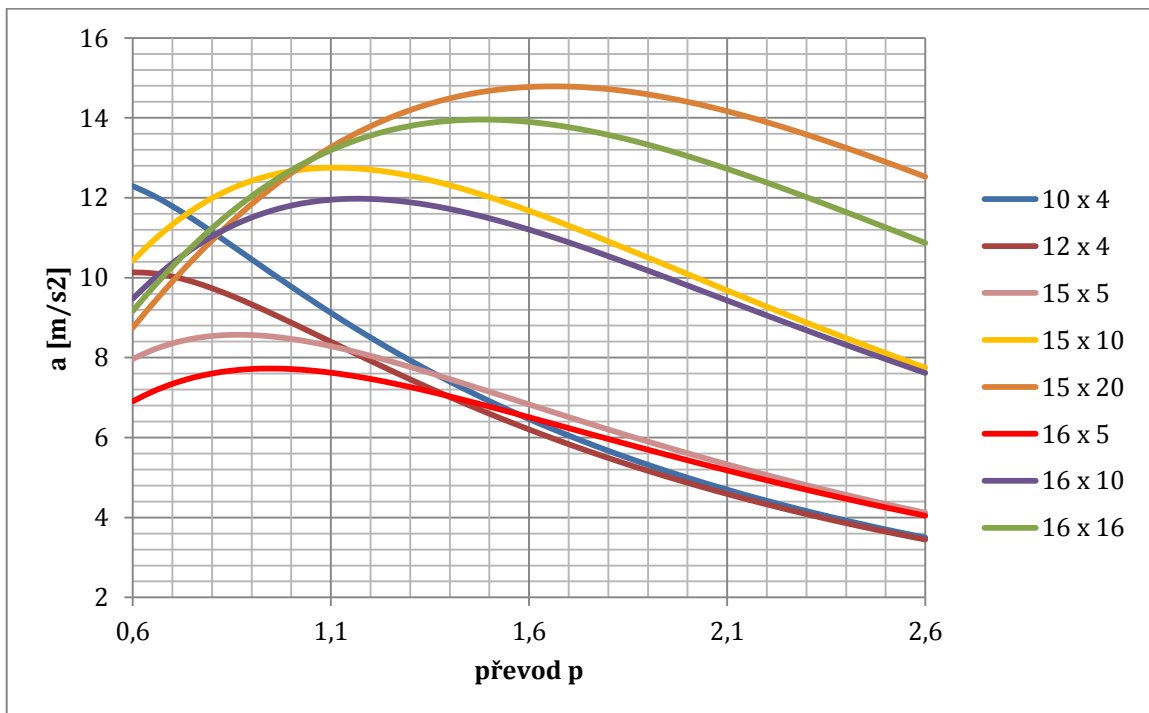
Tabulka 3: Maximální otáčky

Kuličkový šroub	Maximální otáčky dle THK N_{max} [ot/min]	Max. tahová síla P_2 [N]	Max. tlaková síla P_1 [N]
15 x 10	8 126	17 743	20 879
15 x 20	8 126	17 743	20 879
16 x 16	8 192	18 030	21 561

Výpočet životnosti nebyl proveden, protože u testovací standu se neočekává pravidelný provoz a obtížně by se sestavovalo věrohodné zátěžové spektrum. S trojicí vybraných kuličkových šroubů bude provedena další optimalizace.

6.4.1.2 Osa y

Obdobný návrh byl proveden i pro osu y. Motor je použit také Siemens 1FK7022, řemenice na motoru bude stejná, délku kuličkového šroubu byla odhadnuta také na 0,48 m a počítáno je s hmotností supportu 10kg.



obr. 6.11 Závislost zrychlení na převodu osa y

Z grafu na obr. 6.11 byly vybrány kuličkové šrouby podle nejvyššího zrychlení a ty budou dále uvažovány ve výpočtech. Pro danou konfiguraci vychází nejlépe kuličkový šroub 15 x 20 viz. Tabulka 4. Zrychlení i rychlost jsou počítány při jmenovitých otáčkách motoru.

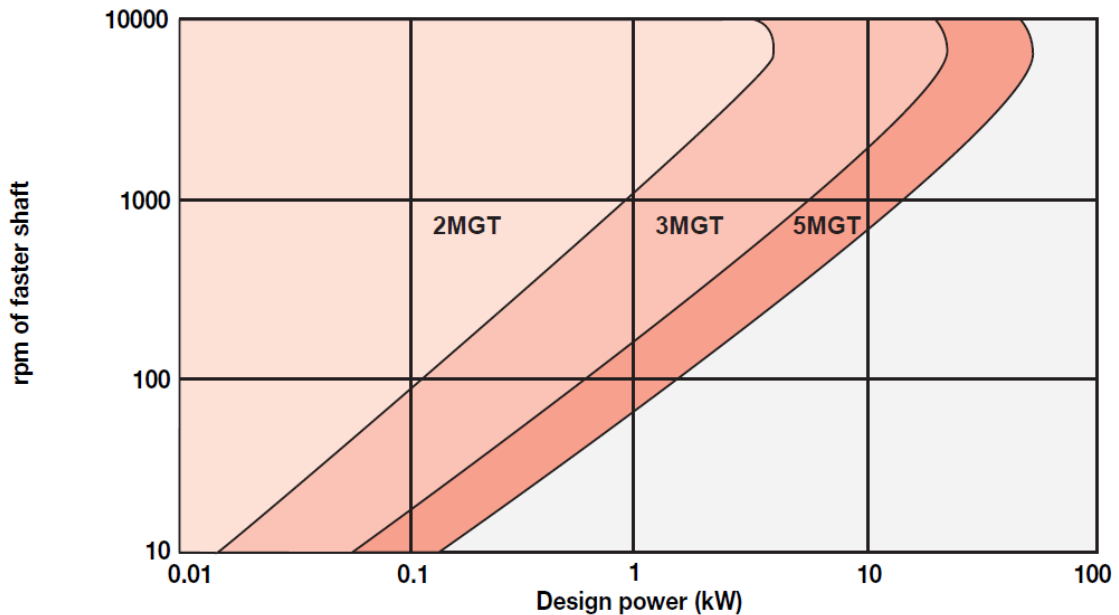
Tabulka 4: Optimální převody

Kuličkový šroub	Optimální převod	Zrychlení [m/s ²]	Rychlost [m/s]
15 x 10	1,1	12,8	0,91
15 x 20	1,7	14,8	1,17
16 x 16	1,5	14	1,06

Maximální otáčky a síly jsou stejné jako u osy x (Tabulka 3).

6.4.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemen byl vybrán od firmy GATES. Konkrétně typ PowerGrip GT3, který má o 30% vyšší přenos výkonu než starší typ PowerGrip HTD [14]. Velikost řemenu je zvolena dle grafu na obr. 6.12.



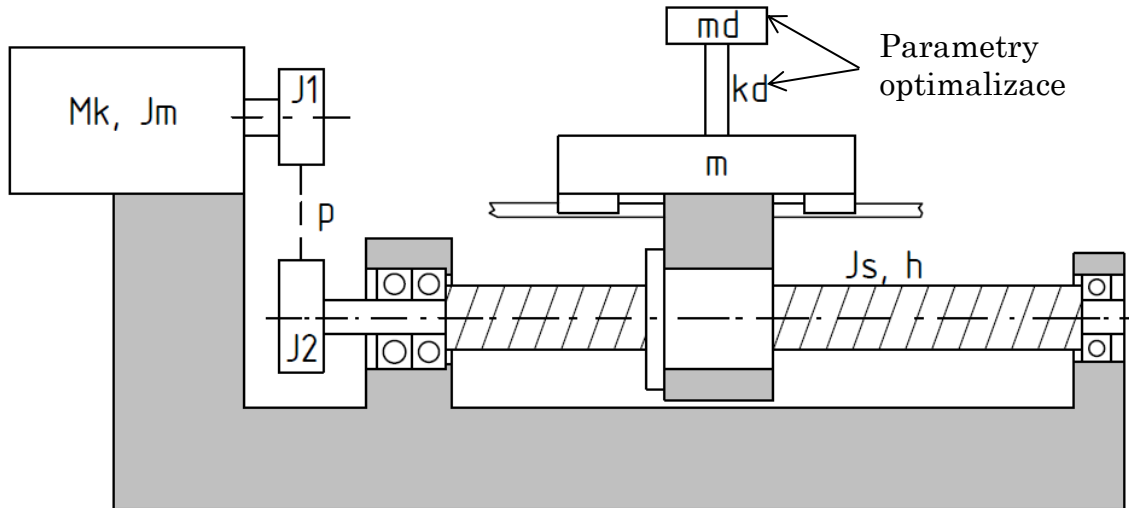
obr. 6.12 Výkonový graf řemenů [14]

Pro konfiguraci s motorem Siemens 1FK7022 o výkonu 0,38 kW a jmenovitých otáčkách 6000 ot/min odpovídá maximální posuvová rychlost supportu „nejhorší varianty“ z hlediska rychlosti 54 m/min při jmenovitých otáčkách. Tudíž by stačil řemen 2MGT, ale kvůli vyšší tuhosti byl zvolen řemen 5MGT a šířka 9mm

6.4.3 MATEMATICKÝ MODEL

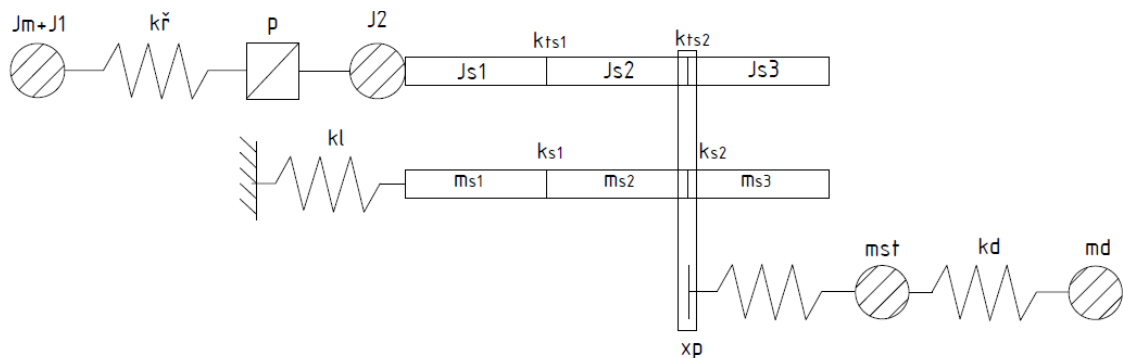
Pro zjištění vlastní frekvence dynamické soustavy a jejího vlivu na regulaci pohonu byl sestaven matematický model v jednotlivých osách. Vychází ze schématu na obr. 6.13. Dynamickou soustavu tvoří závaží na tyči. Tuhost tyče a hmotnost závaží bude parametr optimalizace. Hledá se taková tuhost

a hmotnost, aby vlastní frekvence byla v řádech desítek Hz a měla vliv na regulaci pohonu.



obr. 6.13 Schéma pohonu s dyn. soustavou

Podle schématu pohonu je vytvořeno výpočtové schéma na obr. 6.14. Kuličkový šroub je rozdělen na 3 části a celková poddajnost šroubu se skládá z redukované torzní a tahové poddajnosti [12].



obr. 6.14 Výpočtové schéma

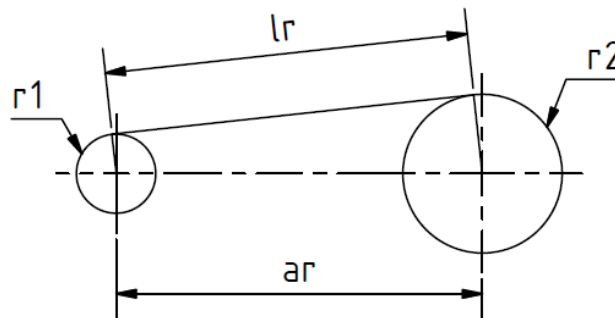
Dále je uvažována torzní tuhost řemene ($k_{ř}$), tuhost ložiska (k_l) a tuhost matice šroubu. Konečné schéma matematického modelu je znázorněno na obr. 6.15.



Za tuhost řemene se musí dosadit torzní tuhost. V katalogu je dohledatelná tuhost tahová a ta se na torzní přečítá podle vzorce [17]:

$$k_{\tilde{r}} = \frac{2 \cdot k_{\tilde{r}tah} \cdot r_1^2}{l_r \cdot 1000} \quad (14)$$

Tahová tuhost se uvádí v jednotkách N/mm na metr délky řemenu. Délka tažné větve l_r se spočte podle schématu na obr. 6.16:



obr. 6.16 Délka tažné větve

$$l_r = \sqrt{a\Gamma^2 - (r_2 - r_1)^2} \quad (15)$$

Dále je potřeba vyjádřit redukovanou torzní tuhost. Ta je vzhledem k rozdělení šroubu na tři části spočtena z nakroucení poloviny šroubu [12]:

$$\Delta\varphi_s = \frac{32 \cdot M_s \cdot l/2}{G \cdot \pi \cdot D^4} \quad (16)$$

Nakroucení je následně přečteno na axiální posuv [12]:

$$\Delta y = \Delta\varphi_s \cdot h = \frac{32 \cdot M_s \cdot h \cdot l/2}{G \cdot \pi \cdot D^4} = \frac{32 \cdot F \cdot h^2 \cdot l/2}{G \cdot \pi \cdot D^4} \quad (17)$$

Z axiálního posuvu se vypočítá redukovanou torzní tuhost poloviny šroubu [12]:

$$k_{s1,2} = \frac{F}{\Delta y} = \frac{G \cdot \pi \cdot D^4}{32 \cdot h^2 \cdot l/2} \quad (18)$$

Tahová tuhost je počítána ze vztahu pro prodloužení tyče, opět pro půlku šroubu. Uvažováno je jednostranné axiální uložení [12]:

$$\Delta y = \frac{F \cdot y}{E \cdot A} = \frac{4 \cdot F \cdot l/2}{\pi \cdot E \cdot D^2} \quad (19)$$



Následně se vyjádří tahová tuhost šroubu:

$$k_{st1,2} = \frac{F}{\Delta y} = \frac{\pi \cdot E \cdot D^2}{4 \cdot l/2} \quad (20)$$

Dále do matice tuhosti je dosazena tuhost ložiska. Bylo vybráno axiálně-radiální ložisko s kosoúhlým stykem ZKLF 12 a jeho ekvivalenty např. řadu DF P5(THK) s tuhostí 375 N/ μm .

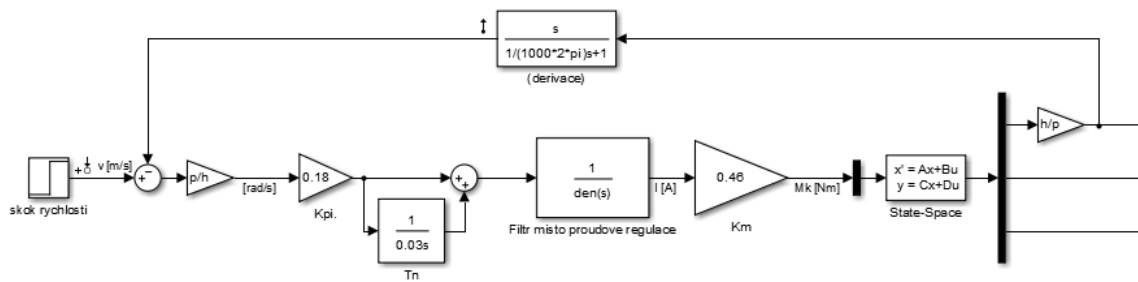
Sestavený model je ve stavovém prostoru a v modálních souřadnicích. Do systému je zavedeno pouze jednocentní tlumení viz příloha – optimalizační kódy.

6.4.4 MODEL V PROSTŘEDÍ MATLAB/SIMULINK

Pro daný případ se upraví matice stavového popisu tak, že z matice vstupů B se vybere pouze první souřadnice – vstupem bude krouticí moment motoru. Podobně se upraví matice výstupů C, kde se vybere první řádek – motor, osmý – suport (lineární odměřování) a devátý řádek – dynamická soustava. Matice mechaniky A zůstane beze změny. Matice D popisující vztah mezi vstupy a výstupy je zanedbána a rozměr má podle matic B a C.

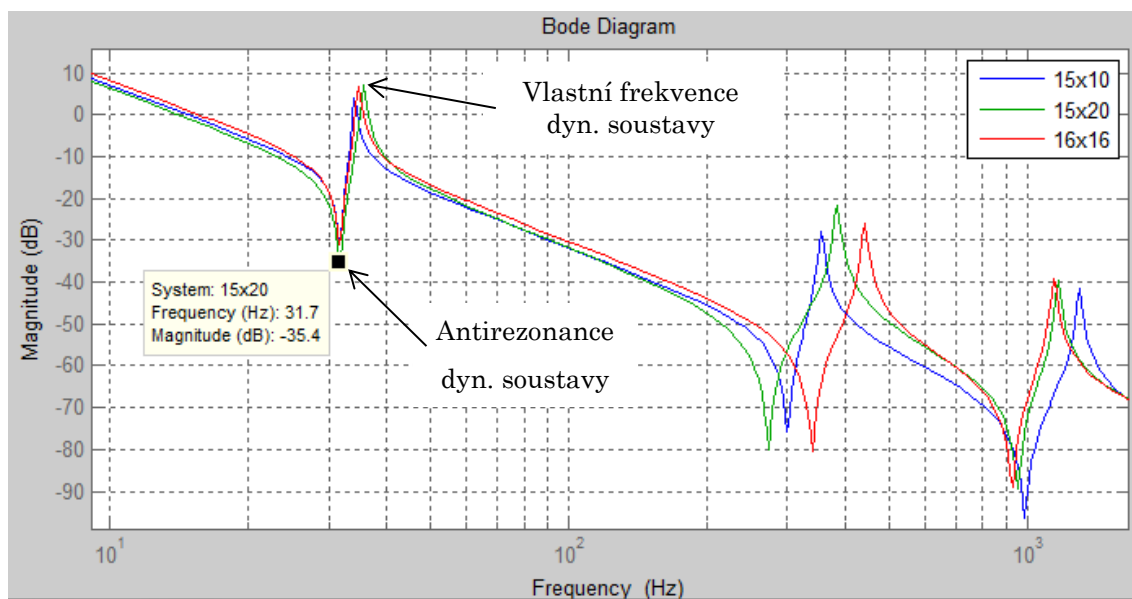
Následně je sestaven model regulace v Matlab/Simulink (obr. 6.17) až po rychlostní regulátor. Proudový regulátor je nahrazen filtrem o frekvenci 600 Hz. Přenosová funkce filtru je [12]:

$$F_2(s) = \frac{1}{\frac{1}{(600 \cdot 2\pi)^2} \cdot s^2 + \frac{1.4}{600 \cdot 2\pi} \cdot s + 1} \quad (21)$$



obr. 6.17 Schéma regulace

Na obr. 6.18 je znázorněn Bode diagram přenosu mechaniky všech variant kuličkových šroubů se stejným parametrem tuhosti a hmotnosti dynamické soustavy ($k_d=4e5$ N/m, $m=10$ kg). Hmotnost byla odhadnuta s ohledem na velikost standu a tak, aby dynamická soustava měla patřičný vliv na regulaci. Vzhledem k hmotnosti se odhadla tuhost. Tyto parametry modelu budou dále optimalizovány.



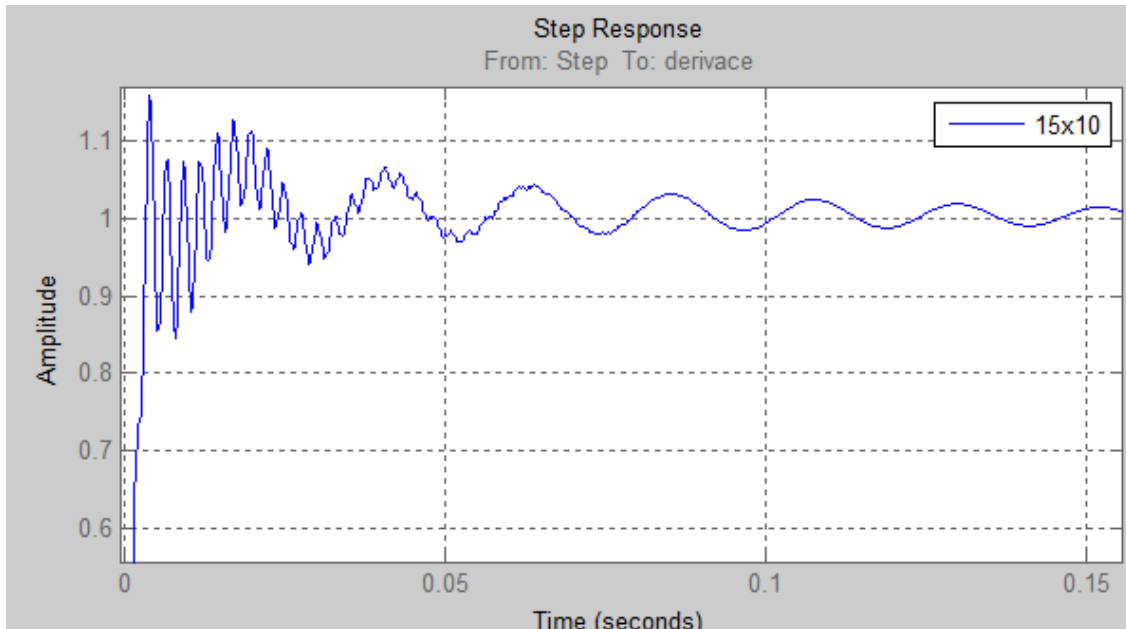
obr. 6.18 Přenos mechaniky

Je vidět, že vlastní frekvence dynamické soustavy je skoro stejná u všech kuličkových šroubů. I amplituda je podobná. Z hlediska nastavení regulace jsou důležité antirezonance dynamické soustavy. Největší rozdíly jsou patrné u vlastní frekvence šroubu.

Při kontrole odezvy na skok rychlosti je zjištěno, že se výrazně projevuje vyšší frekvence vlastní frekvence příslušející kuličkovému šroubu (obr.

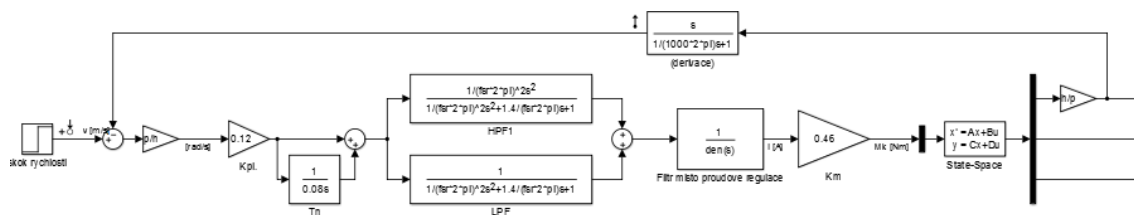


6.19). Následující úpravy schématu regulace a kontroly odezvy na skok rychlosti jsou prováděny na variantě s kuličkovým šroubem 15 x 10.



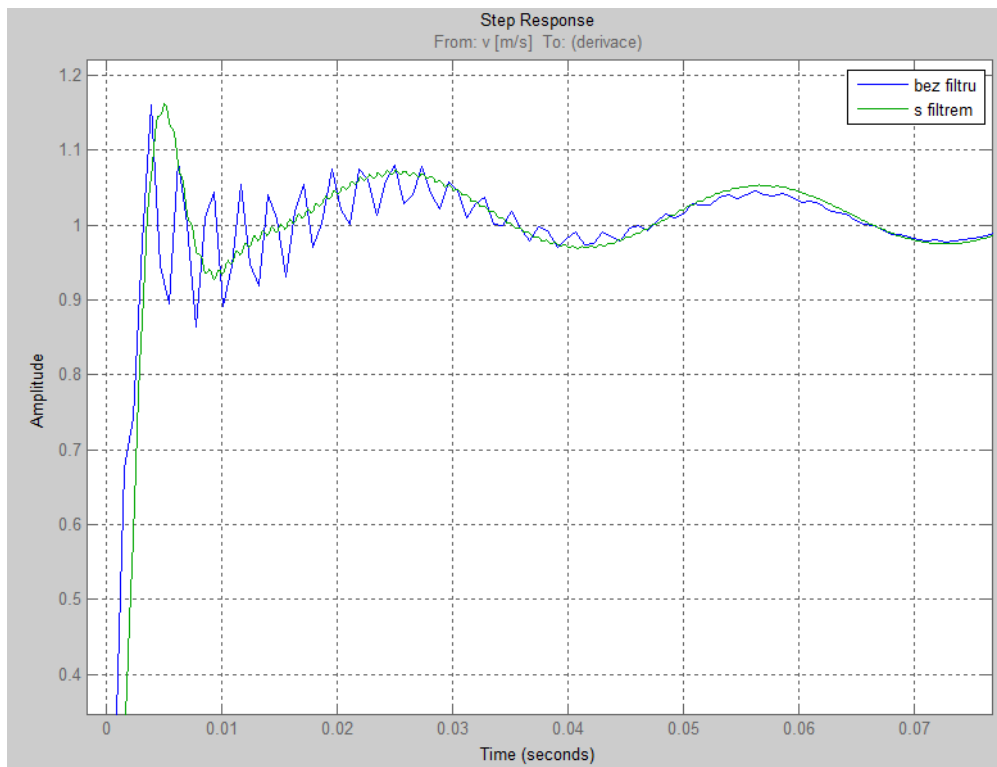
obr. 6.19 Odezva na skok rychlosti

Z důvodů potlačení vlastní frekvence kuličkového šroubu byl do modelu na vstup proudového regulátoru vřazen filtr typu pásmová zadrž o frekvenci kuličkového šroubu viz obr. 6.20.



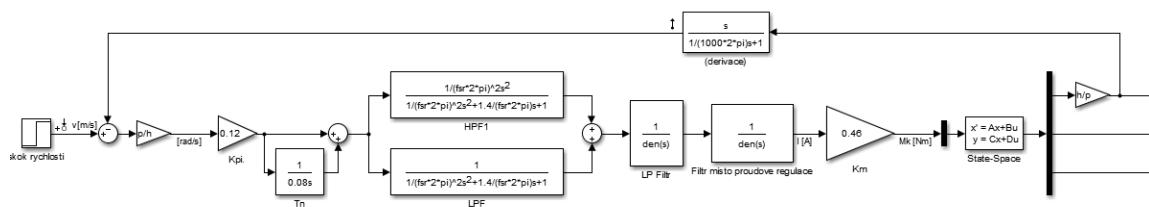
obr. 6.20 Schéma regulace s filtrem na vstupu proudové regulace

Následně pak odezva na skok rychlosti je znázorněna na obr. 6.21.



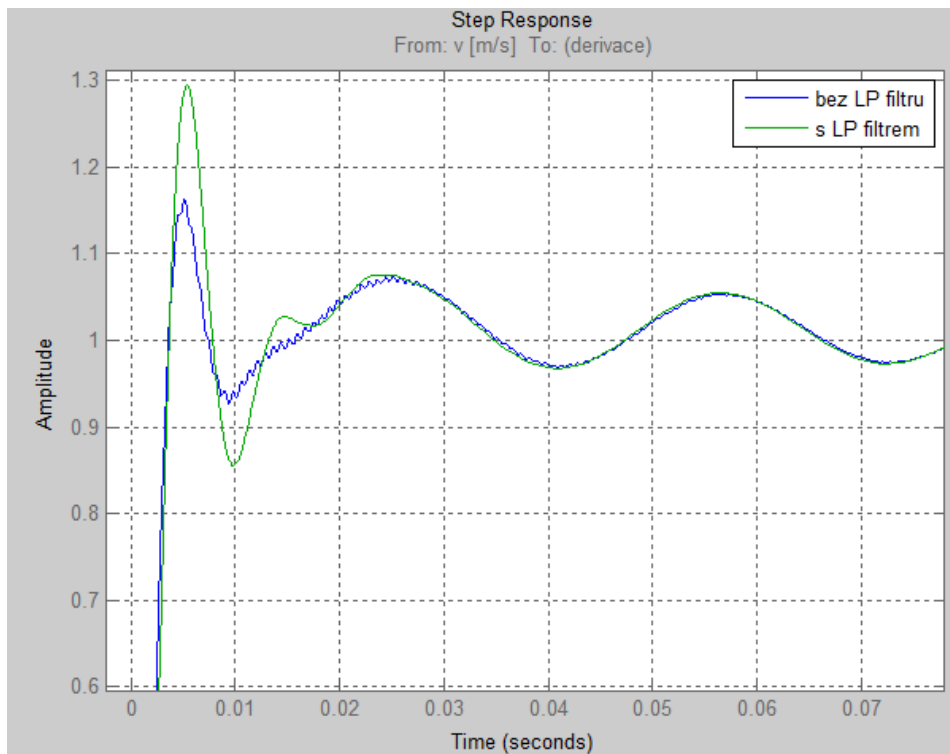
obr. 6.21 Porovnání odezvy na skok rychlosti

Stále se projevují další vysokofrekvenční kmity, zařazením filtru typu dolní propust o frekvenci 600 Hz před proudový regulátor (filtr) se tyto kmity potlačí.



obr. 6.22 Schém regulace s dvěma filtry

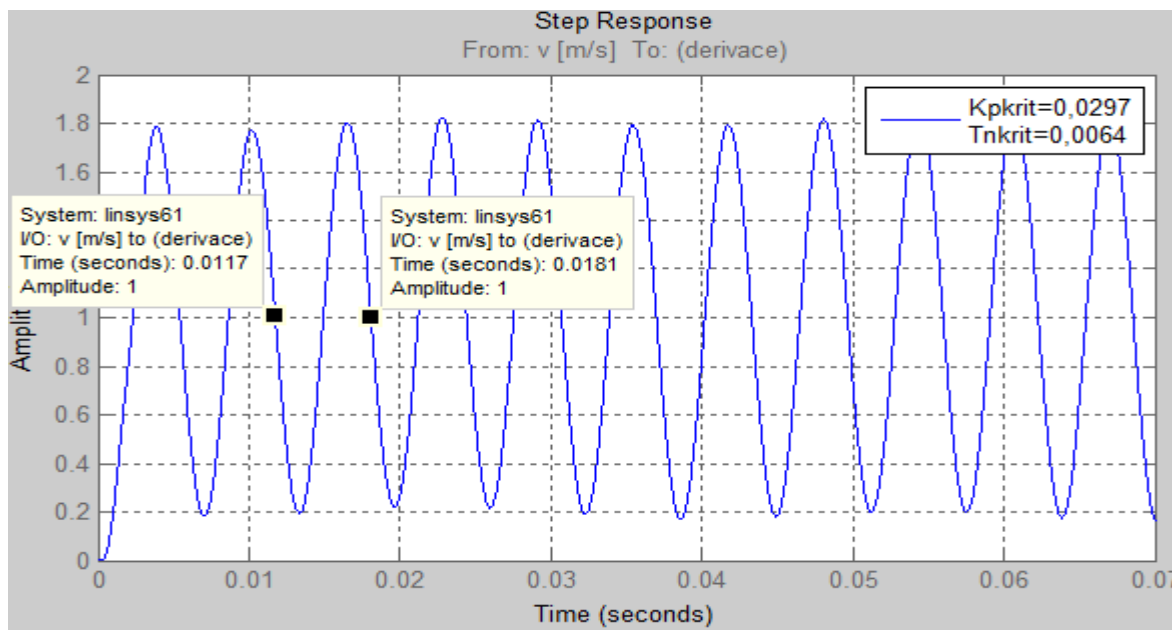
V odezvě na skok rychlosti (obr. 6.23) se poté neprojevují vysokofrekvenční kmity.



obr. 6.23 Odezva na skok rychlosti

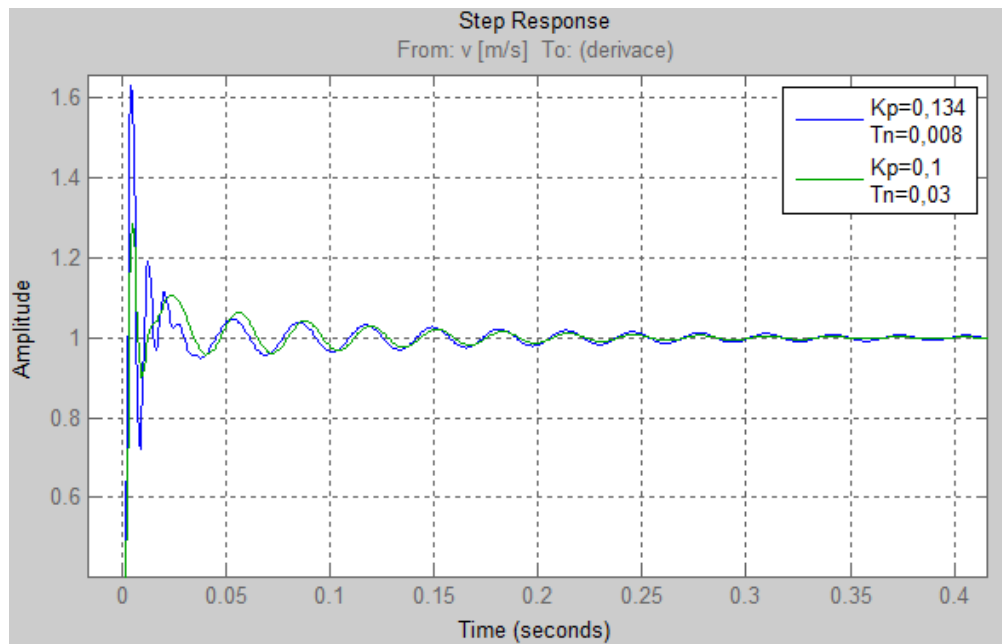
Ladění rychlostního regulátoru bylo provedeno metodou kritického zesílení (Ziegler-Nicholsova metoda). Podle odezvy na skok rychlosti na mezi stability (obr. 6.24) bylo zjištěno kritické zesílení a perioda kmitů. Následně bylo dopočítáno nastavení regulátoru dle vztahů (22).

$$K_{PI} = 0,45 \cdot K_{PIkrit}$$
$$T_n = \frac{T_{nkrit}}{1,2} \quad (22)$$

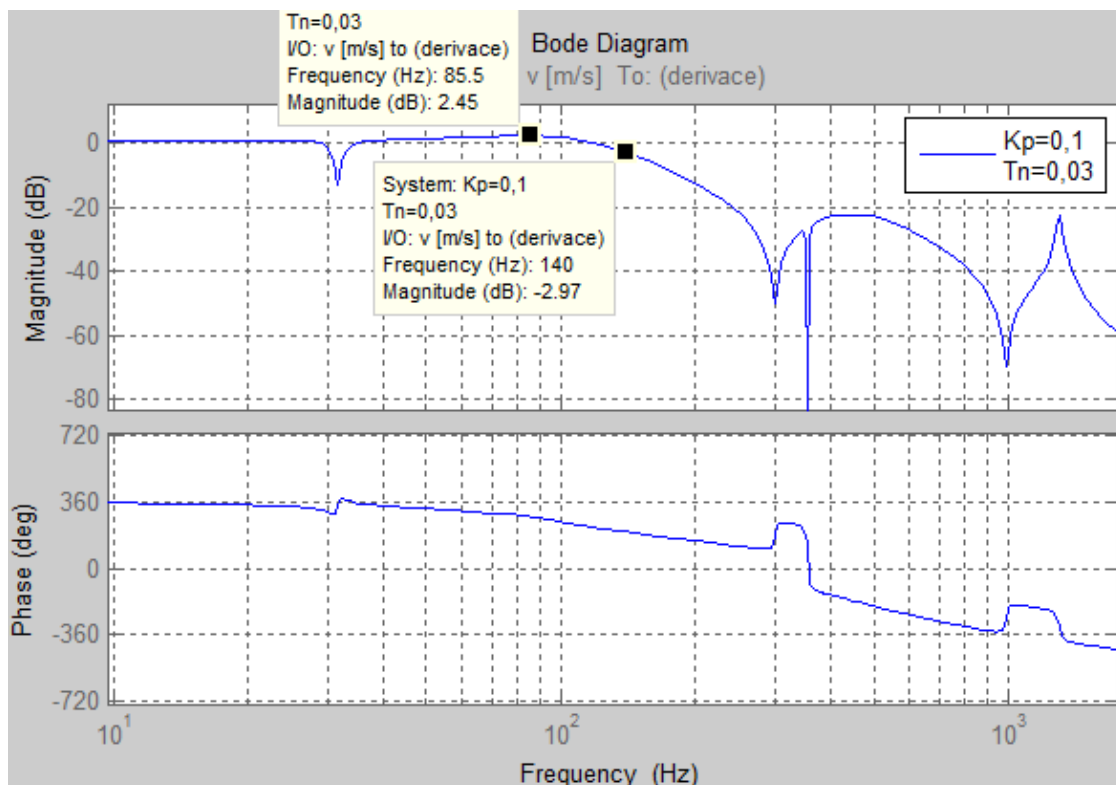


obr. 6.24 Mez stability

S parametry regulátoru vypočítanými podle Ziegler-Nicholsovy metody poměrně dlouho doznívá kmitání na nízké frekvenci – tomu odpovídá kmitání dynamické soustavy. Snížením zesílení K_p a zvětšením integrační konstanty se toto doznívání potlačí. Dále se výrazně sníží překmit, který podle dané metody je dovolený až 25%. Výhodnější je tedy nastavení regulátoru znázorněné na obr. 6.25, kde $K_p=0,1$ a $T_n=0,03$. Vše za předpokladu, že je zavedeno malé tlumení a že dynamická soustava bude mít menší vliv na motor kvůli pasivním odporům.



obr. 6.25 Porovnání odezvy na skok



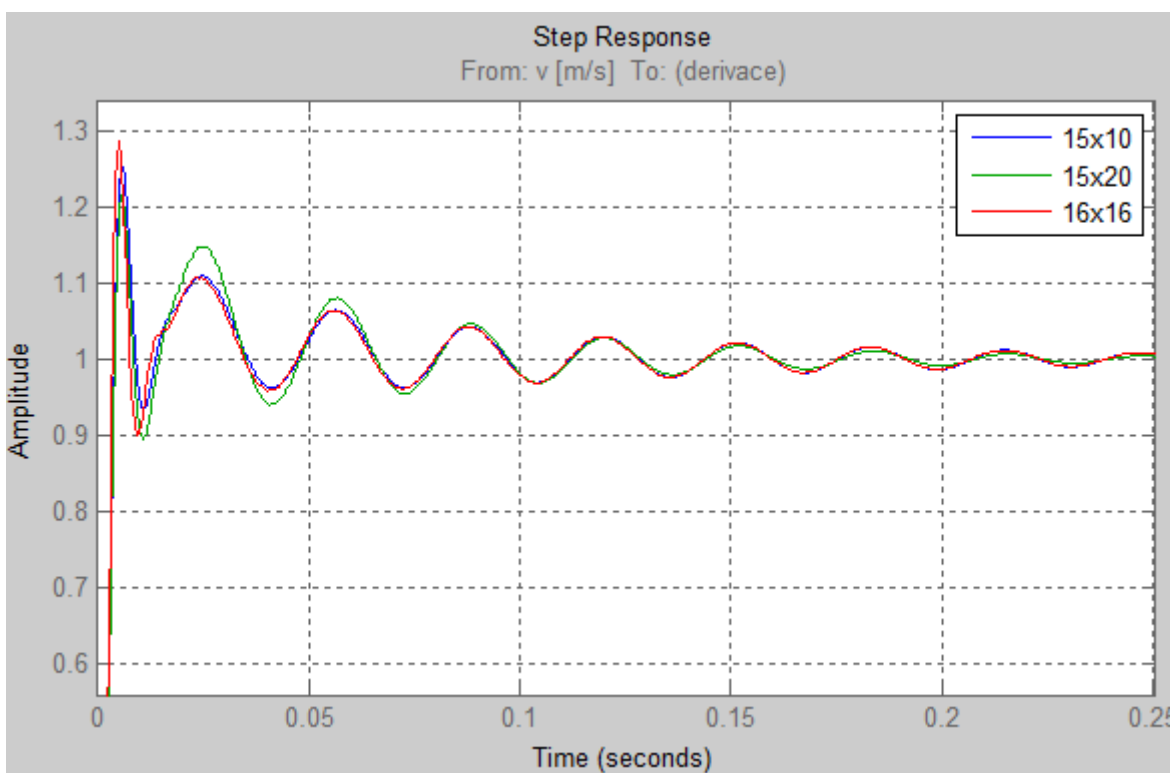
obr. 6.26 Bode diagram

Při pohledu na amplitudově-fázovou frekvenční charakteristiku přenosu rychlostní smyčky (obr. 6.26) by neměla amplitudová charakteristika



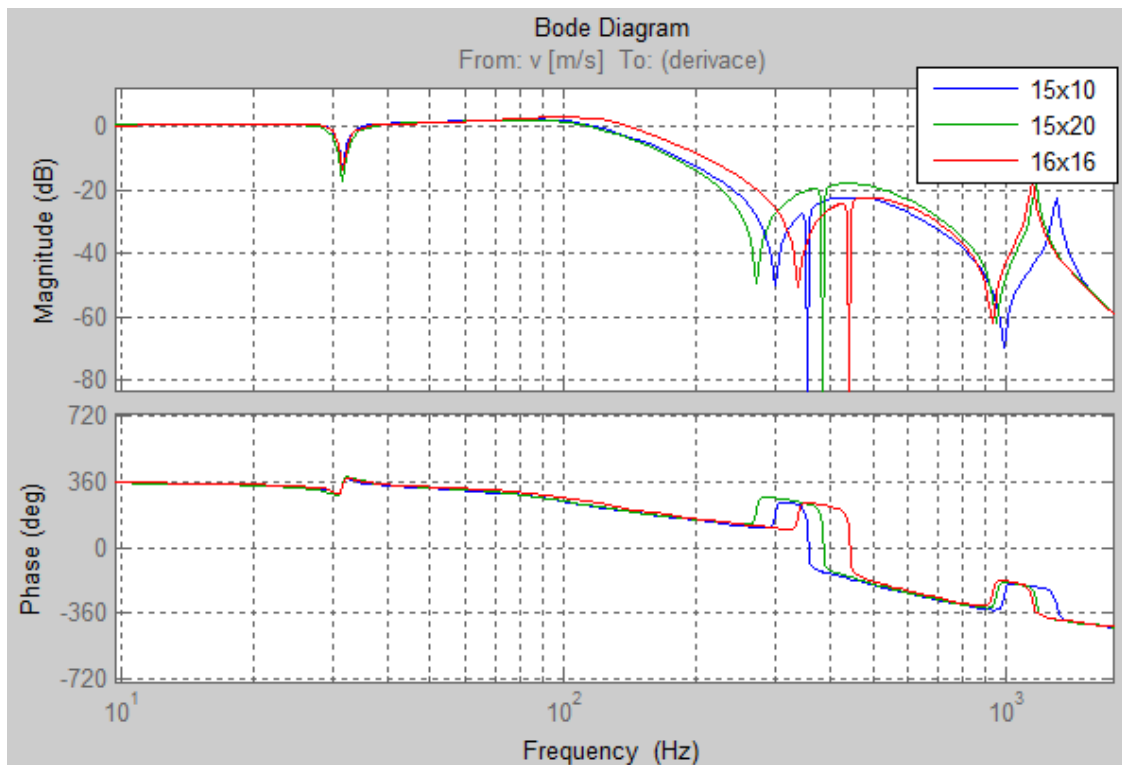
překračovat hodnotu 3dB, což by značilo nadměrné zesílení a mohlo by dojít k nestabilitě. Propustné pásmo je při uvedeném naladění regulátoru z hlediska amplitudy přibližně 140 Hz a z hlediska fáze přibližně 100 Hz. Regulátor lze naladit různě. Záleží, co je pro danou aplikaci výhodnější.

Obdobným způsobem je naladěn regulátor pro další vybrané kuličkové šrouby a jsou porovnány odezvy na skok rychlosti (obr. 6.27) a frekvenčně-amplitudové charakteristiky (obr. 6.28).



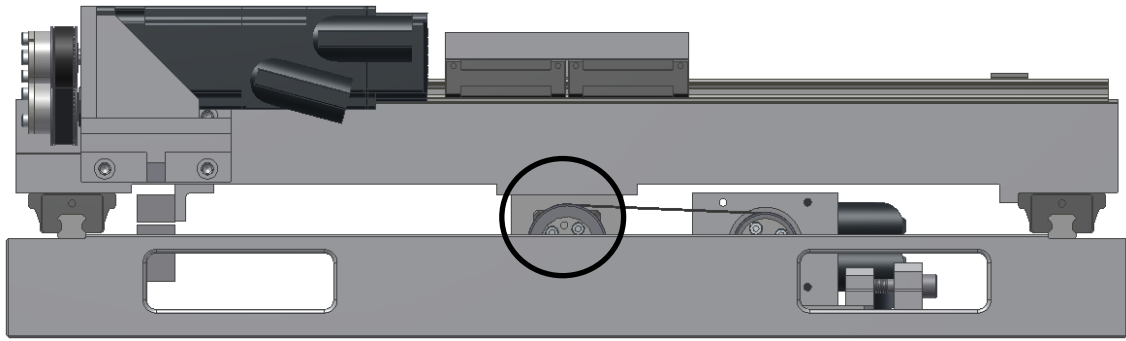
obr. 6.27 Porovnání odezvy na skok rychlosti

Z grafu na obr. 6.27 a obr. 6.28 je vidět, že průběhy jsou takřka identické.



obr. 6.28 Porovnání frekvenčně-amplitudových charakteristik

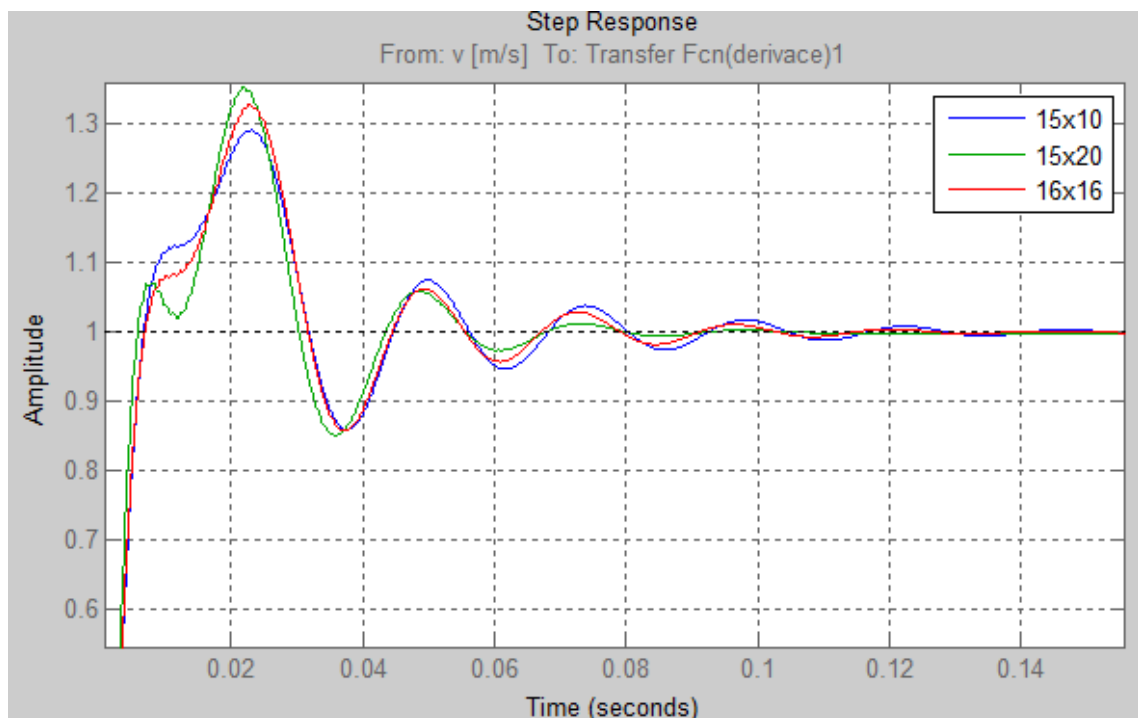
Porovnáním variant kuličkových šroubů, je zjištěno, že charakteristiky šroubů i zrychlení jsou velmi podobné, a tak při výběru šroubu je přihlédnuto ke konstrukci. Jeden z požadavků na stand byla kompaktnost a snadná převozitelnost. Proto je vhodné dosáhnout co nejnižší hmotnosti a velikosti. Dále je nutné mít bezvúlové spojení řemenic a hřídelů – toho je dosaženo použitím svěrných pouzder. Pouzdra typu Taper – lock jsou příliš velká (nejmenší se dělá na hřídel o průměru 12 mm a motor má hřídel o průměr 9 mm). Proto bylo vybráno svěrné pouzdro Ringspann RLK 110, obdoba SKF FX20, které má nejmenší poměr průměrů náboj/hřídel. Pak se musí zvětšit řemenice na motoru a podle optimálního převodu dopočítat řemenice na kuličkovém šroubu. S rostoucím průměrem řemenice roste potřebná výška pod lineárním vedením, pokud se chce dosáhnout schovaného servomotoru a řemenice pod supportem. Pod lineárním vedením je nejvíc materiálu a základní deska má největší podíl na celkové hmotnosti. Proto je vhodné zvolit co nejmenší převod.



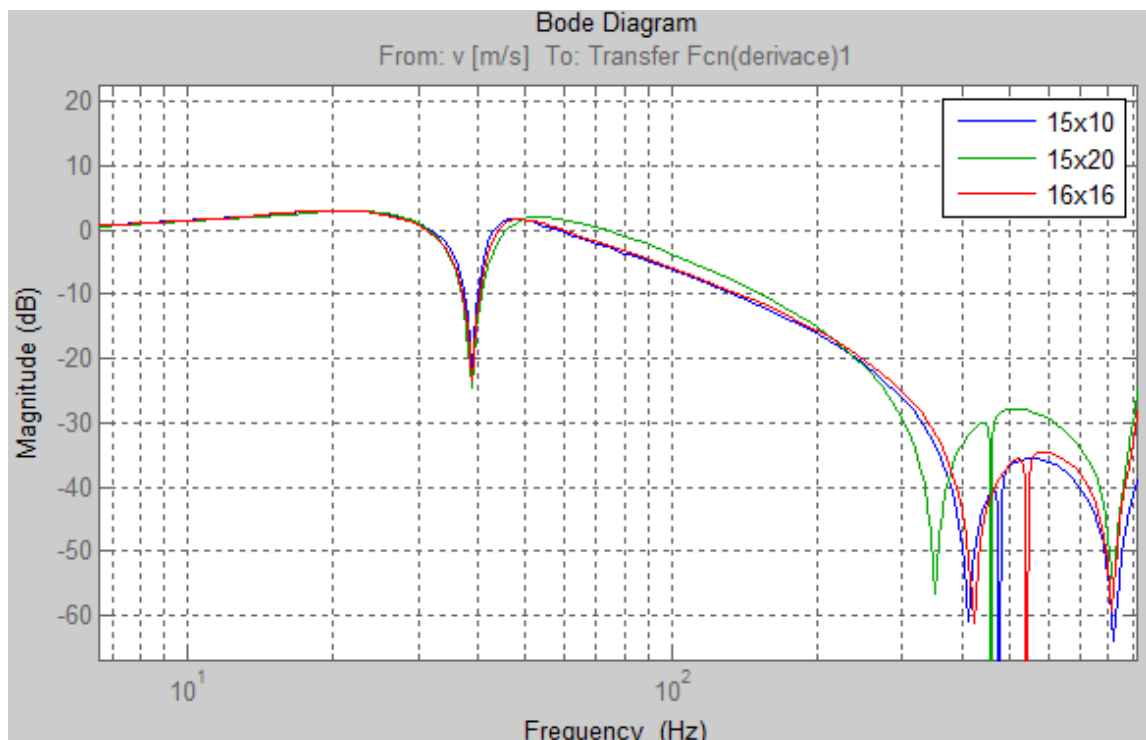
obr. 6.29 Čelní pohled

Výrazně nejmenší optimální převod vychází u šroubu 15 x 10 (viz Tabulka 2). Proto je pro osu x zvolen kuličkový šroub 15 x 10.

Obdobným způsobem je proveden stejný výpočet i pro osu y. Pro každou variantu šroubu je naladěný rychlostní regulátor a porovnají se odezvy na skok rychlosti (obr. 6.30) a frekvenčně – amplitudové charakteristiky (obr. 6.31). Uvedeno je pouze výsledné porovnání variant šroubů.

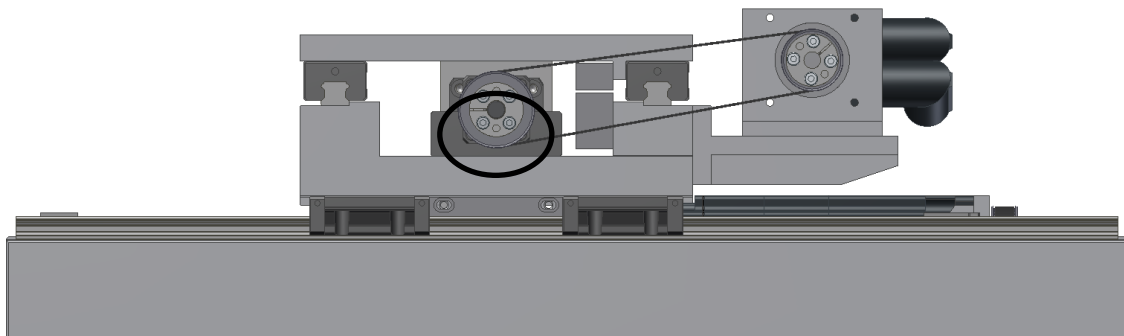


obr. 6.30 Porovnání odezvy na skok rychlosti



obr. 6.31 Frekvenčně-amplitudové charakteristiky

Při kontrole odezvy na skok rychlosti se nejlépe chová varianta se šroubem 15 x 20, kdy dojde nejrychleji k utlumení kmitů dynamické soustavy. Naopak průběh frekvenčně – amplitudové charakteristiky přenosu rychlostní smyčky je téměř identický.



obr. 6.32 Boční pohled

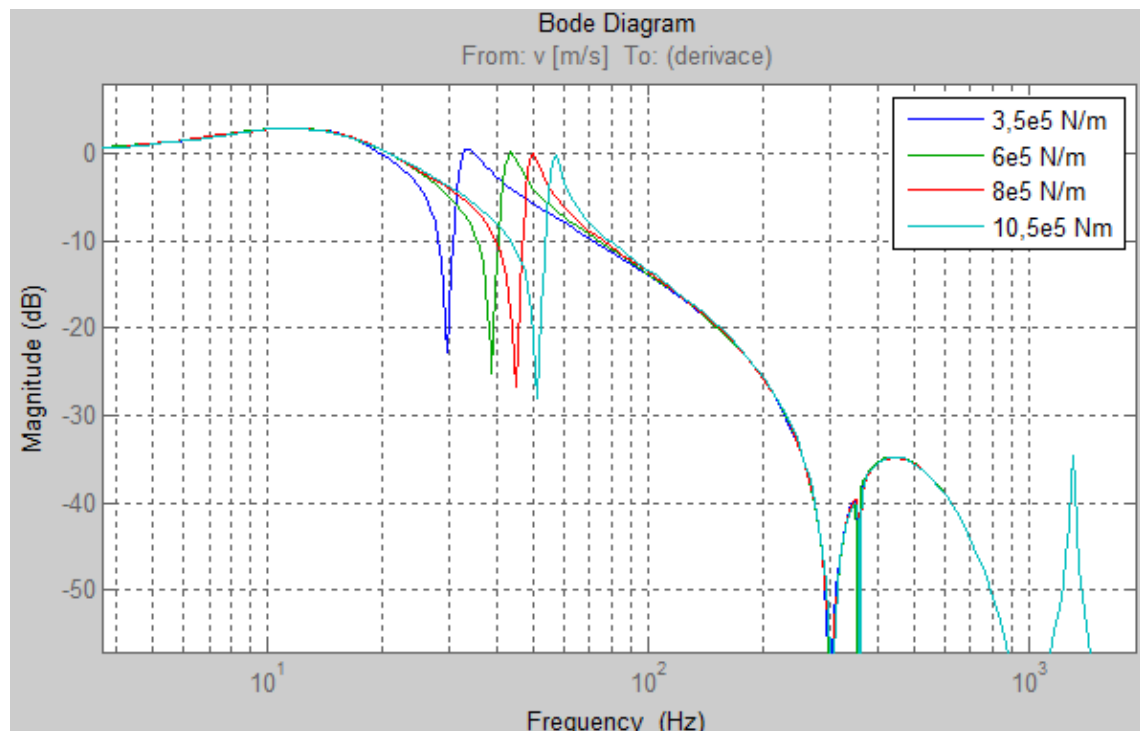
Z obdobných důvodů, jako u osy x, je vybrána varianta šroubu 15x10. Při výběru kuličkového šroubu je stále zohledňována velikost druhé řemenice, která má vliv na celkovou výšku standu. Navíc je použita identickou sestava šroubu a matice.

6.5 NÁVRH DYNAMICKÉ SOUSTAVY

Bodový postup optimalizace dynamické soustavy:

- Zjištění vlivu tuhosti a určení rozsahu přeladitelnosti
- Zjištění vlivu hmotnosti a určení rozsahu hmotnosti
- Celkový rozsah přeladitelnosti soustavy
- Výběr varianty a návrh dynamické soustavy

Nejdříve se z amplitudové charakteristiky zjistí (obr. 6.33), jaký vliv má tuhost dříku (kyvadla) na vlastní frekvenci a amplitudu zesílení a podle toho je vybrán rozsah přeladitelnosti tuhosti. Vlastní frekvence by se měla pohybovat v řádech desítek Hz. Nejdříve byl návrh proveden pro osu x . Hmotnost závaží v tomto případě zůstává stejná (10kg). Byly vybrány takové hodnoty tuhosti, aby vlastní frekvence byla v řádu desítek Hz.

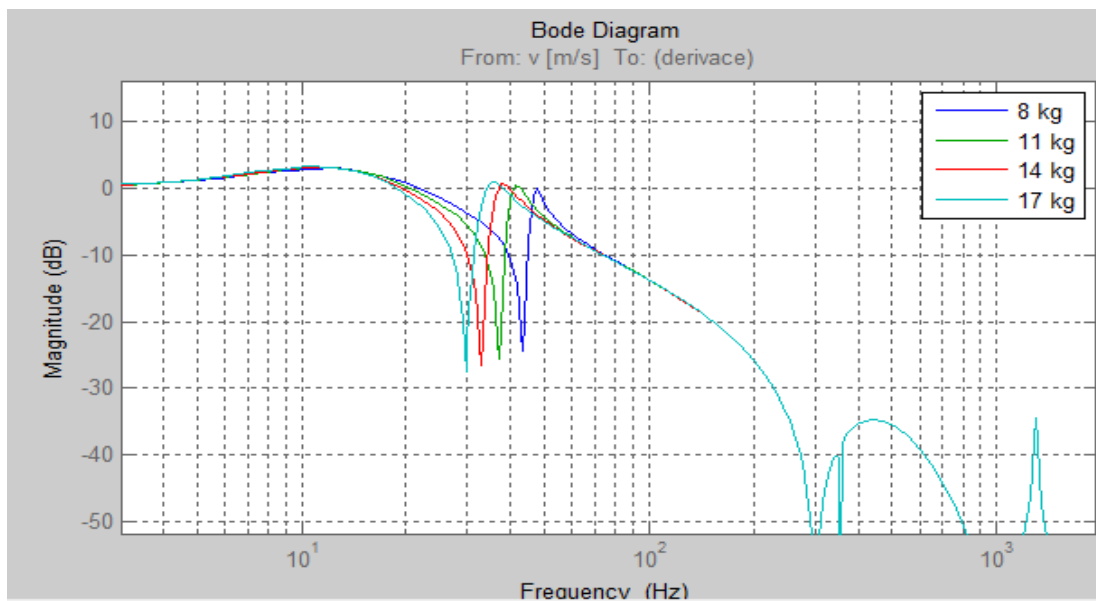


obr. 6.33 Vliv tuhosti dyn. soustavy na přenos rychlosti



Tuhost [N/m]	Vlastní frekvence [Hz]	Amplituda [dB]
3,5e5	32	-22,7
6e5	42	-25,3
8e5	48	-26,6
10,5e5	55	-28

Následně je zjištěn vliv hmotnosti závaží na vlastní frekvenci a amplitudu v Bode diagramu (obr. 6.34). Tuhost zůstává konstantní (6e5 N/m).

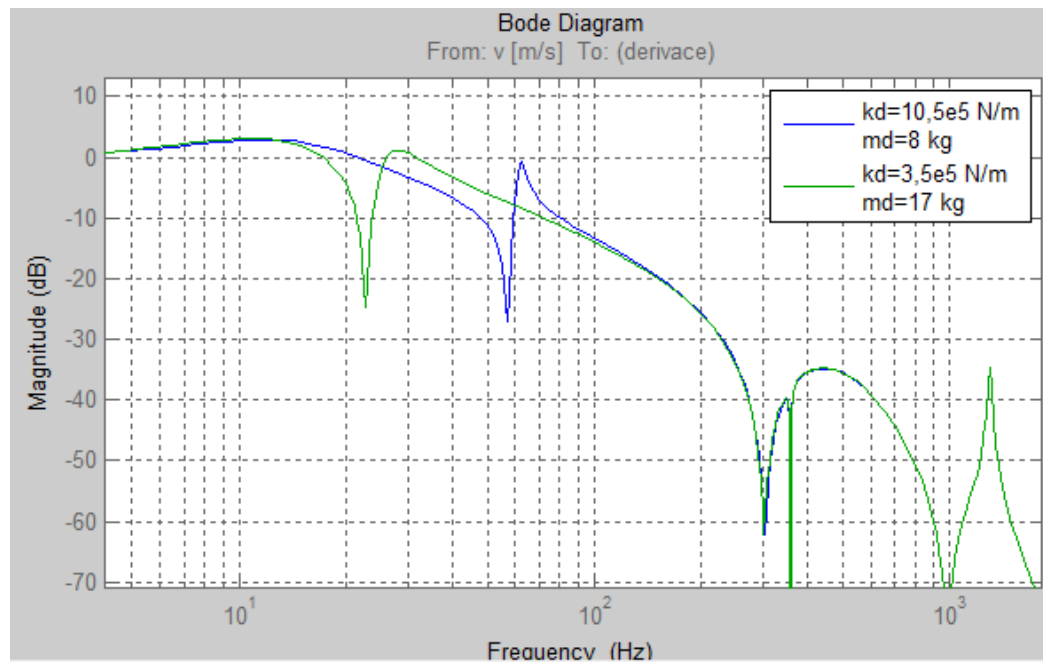


obr. 6.34 Vliv hmotnosti závaží

Se zvyšující hmotností závaží klesá vlastní frekvence a zvětšuje se propad (za předpokladu zjednodušeného tlumení $\xi=0,01$)

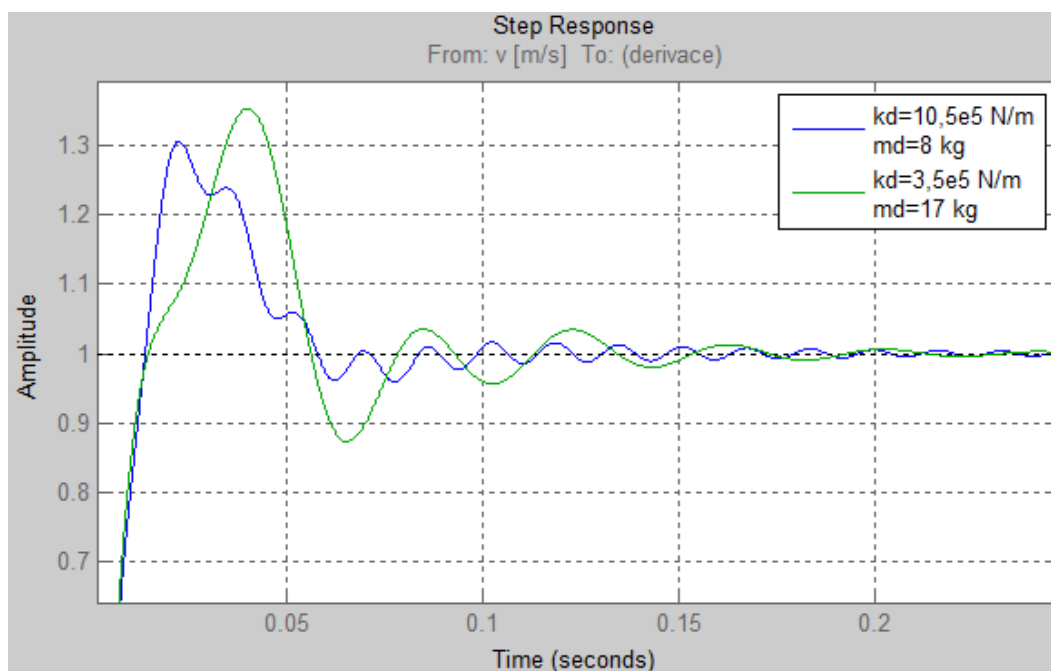
Hmotnost [kg]	Vlastní frekvence [Hz]	Amplituda [dB]
8	46	-24,4
11	40	-25,6
14	36	-26,6
17	34	-27,5

Celkový rozsah přeladitelnosti vlastní frekvence dynamické soustavy bude kombinací největší (nejmenší) tuhosti a nejmenší (největší) hmotnosti.



obr. 6.35 Rozsah přeladitelnosti dyn. soustavy

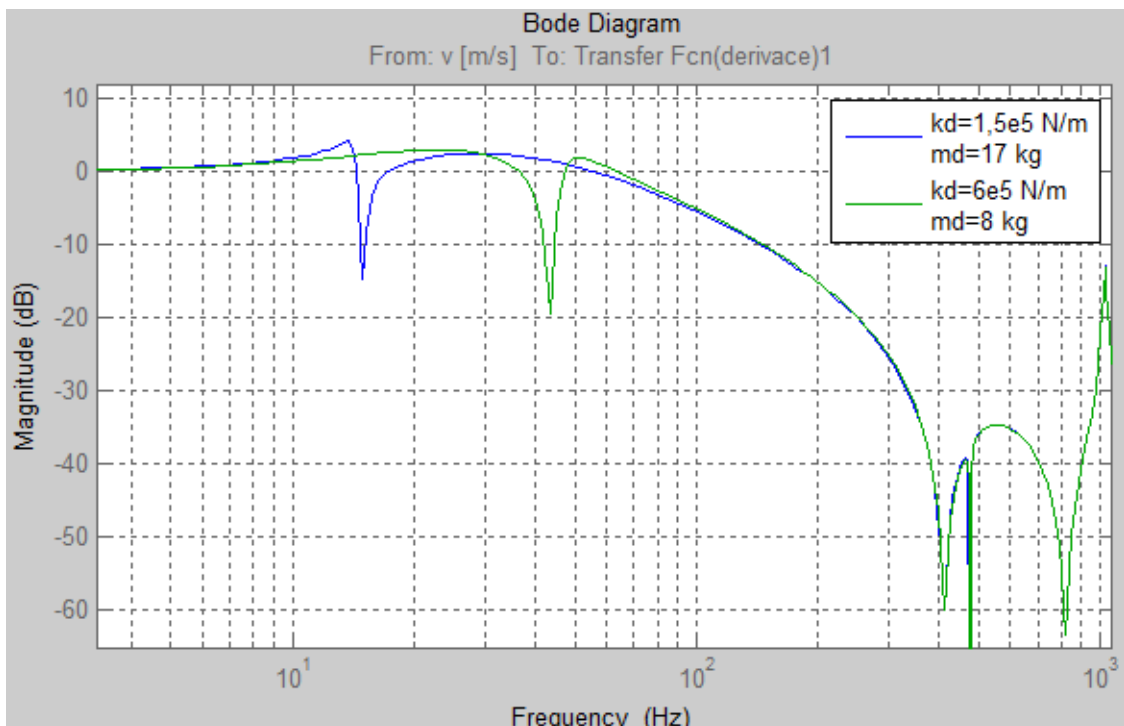
Z grafu na obr. 6.35 lze odečíst, že při daném rozsahu tuhosti a hmotnosti lze dosáhnout vlastní frekvence dynamické soustavy od 26 do 61 Hz. Amplitudy mají dostatečnou velikost, aby měli vliv na regulaci pohonu. Na obr. 6.36 je znázorněna odezva na skok rychlosti pro různé naladění dynamické soustavy.



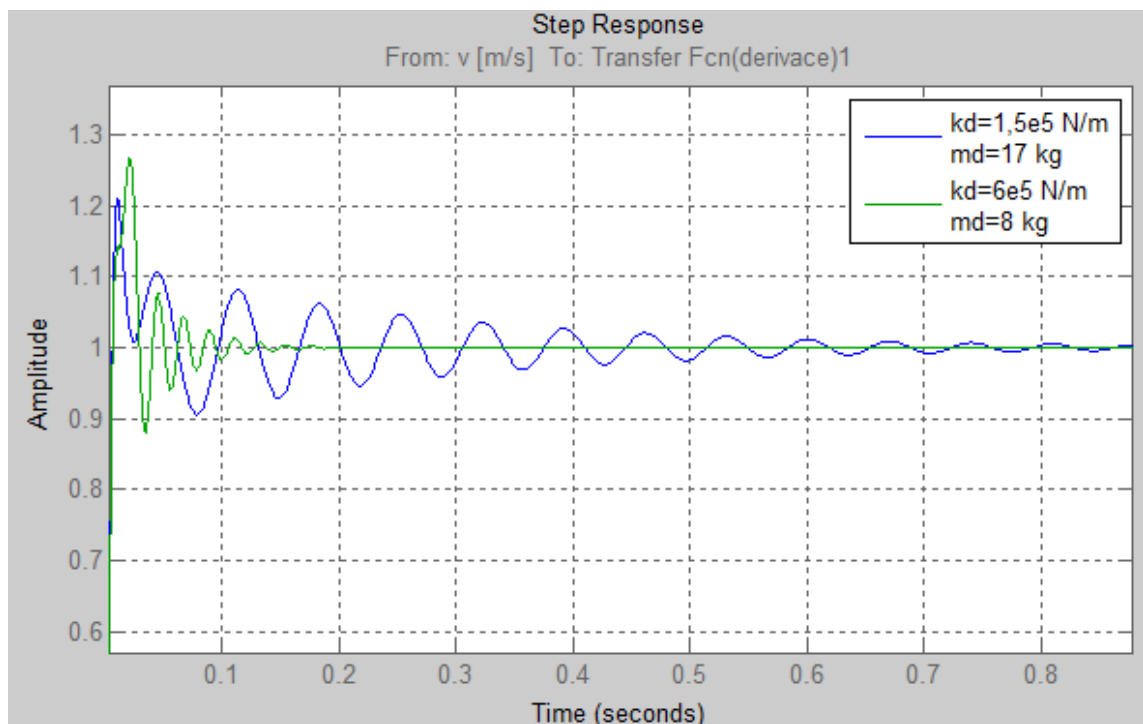
obr. 6.36 Odezva na skok rychlosti pro různém naladění



To samé je provedeno i pro osu y. Zjistí se jaký vliv na vlastní frekvenci má přeladění tuhosti a změna hmotnosti a následně jejich kombinací se určí rozmezí naladitelných vlastních frekvencí. Z grafu na obr. 6.37 lze zjistit, že pro tuhost v rozmezí $1,5e5$ až $6e5$ N/m a hmotnost závaží 8 až 17 kg odpovídají vlastní frekvence v rozmezí 17 až 47 Hz. Amplitudy se pohybují v rozmezí -14,7 až -19,6 dB. Vliv přeladitelnosti dynamické soustavy je v tomto případě dobře vidět při odezvě na skok rychlosti (obr. 6.38). Kmitání dynamické soustavy o nižší frekvenci se v tomto případě tlumí výrazně déle. Rychlostní regulátor je naladěn pro tuhost dynamické soustavy $4e5$ N/m a hmotnost závaží 10 kg.

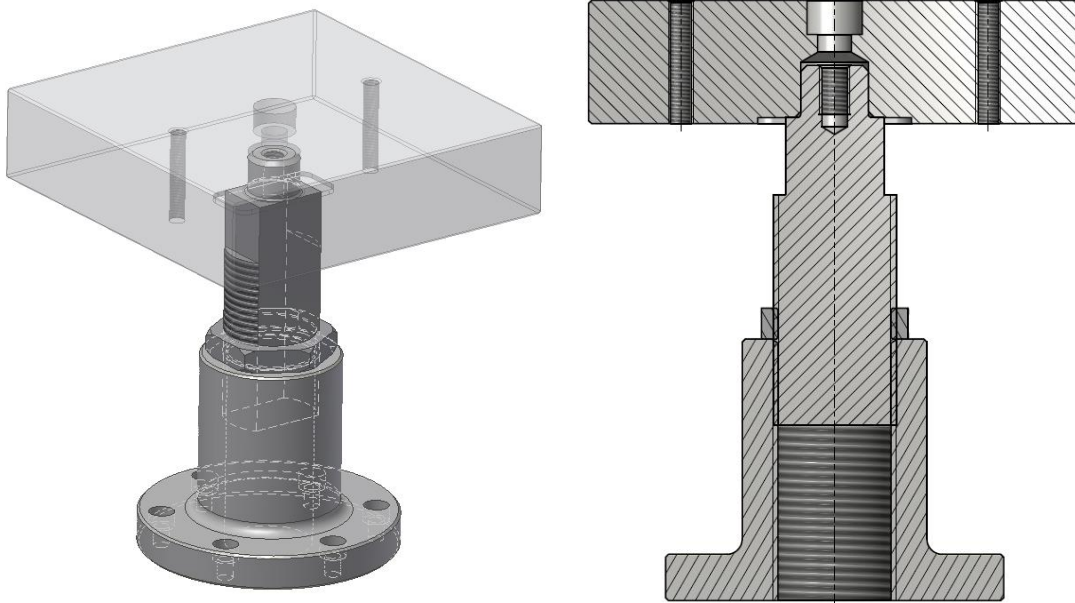


obr. 6.37 Rozsah přeladitelnosti dyn. soustavy v ose y



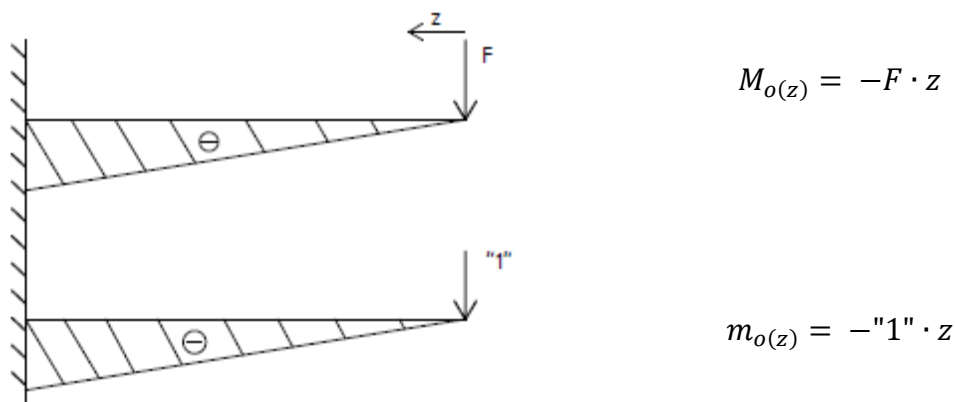
obr. 6.38 Odezva na skok rychlosti

Protože je potřeba relativně vysoká tuhost a hmotnost závaží, tak byla z navržených variant zvolena třetí varianta – inverzní kyvadlo. Následně je navrhnutá dynamická soustava tak, aby v ose x byla nastavitelná tuhost v rozmezí $3.5e5$ až $10.5e5$ N/m a v ose y $1.5e5$ až $6e5$ N/m. Změna tuhosti je zajištěna zašroubováním obdélníkového dřívku do válcové příruby a zajištěním kontramaticí (obr. 6.39). Základní závaží má hmotnost 8 kg a další závaží se mohou přikládat a dotáhnou se dvojicí šroubů.



obr. 6.39 Dynamická soustava – inverzní kyvadlo

Nejdříve je vypočítán průhyb pomocí Mohrova integrálu podle obecného schématu na obr. 6.40.

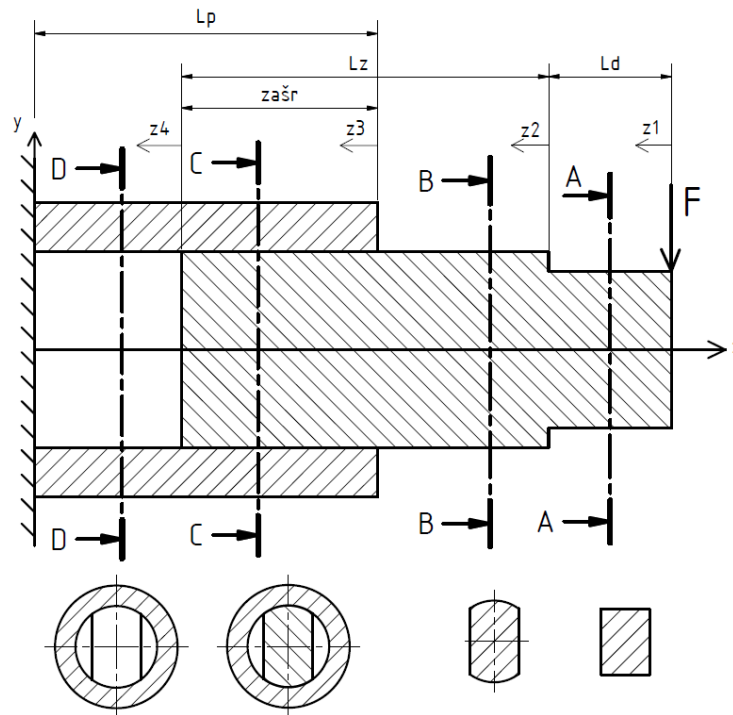


obr. 6.40 Zjednodušené schéma

Obecný Mohrův integrál pro obecný nosník má následující tvar [18]:

$$v_f = \frac{1}{EJ} \int_0^l M_{o(z)} \cdot m_{o(z)} dz = \frac{1}{EJ} \int_0^l (-F \cdot z) \cdot (-z) dz = \frac{Fl^3}{3EJ} \quad (23)$$

Pro konkrétní případ na obr. 6.41, kde nosník má 4 části (A,B,C,D) a v každé části jiný průřez, se průhyb na konci nosníku spočítá podle rovnice



obr. 6.41 Detailní schéma

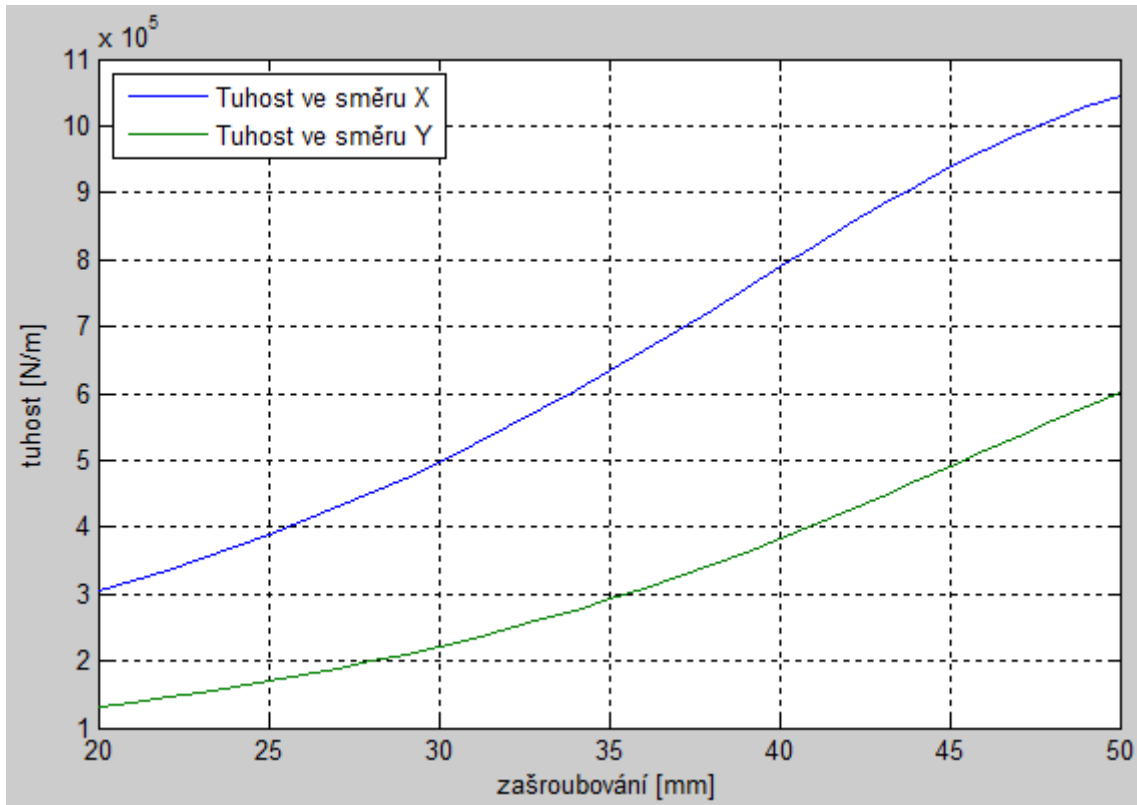
$$\begin{aligned}
 v_f &= \frac{1}{EJ_A} \int_0^{L_d} M_{o(z1)} \cdot m_{o(z1)} dz1 + \frac{1}{EJ_B} \int_0^{L_z - \text{zašr}} M_{o(z2)} \cdot m_{o(z2)} dz2 + \\
 &\frac{1}{EJ_C} \int_0^{\text{zašr}} M_{o(z3)} \cdot m_{o(z3)} dz3 + \frac{1}{EJ_D} \int_0^{L_p - \text{zašr}} M_{o(z4)} \cdot m_{o(z4)} dz4 = \quad (24) \\
 &\frac{FL_d^3}{3EJ_A} + \frac{F(L_z - \text{zašr})^3}{3EJ_B} + \frac{F\text{zašr}^3}{3EJ_C} + \frac{F(L_p - \text{zašr})^3}{3EJ_D}
 \end{aligned}$$

Tuhost v závitě je zanedbána a stejně tak kontramatice. Navržené rozměry dynamické soustavy jsou na výkrese. Průřezové charakteristiky ve směru x a y odečtené z CADu jsou uvedeny v následující tabulce.

J_{AX}	65 536	mm ⁴
J_{BX}	106 264	mm ⁴
J_{CX}	616 772	mm ⁴
$J_{DX} = J_{DY}$	510 508	mm ⁴
J_{AY}	36 864	mm ⁴
J_{BY}	40 728	mm ⁴
J_{CY}	551 236	mm ⁴



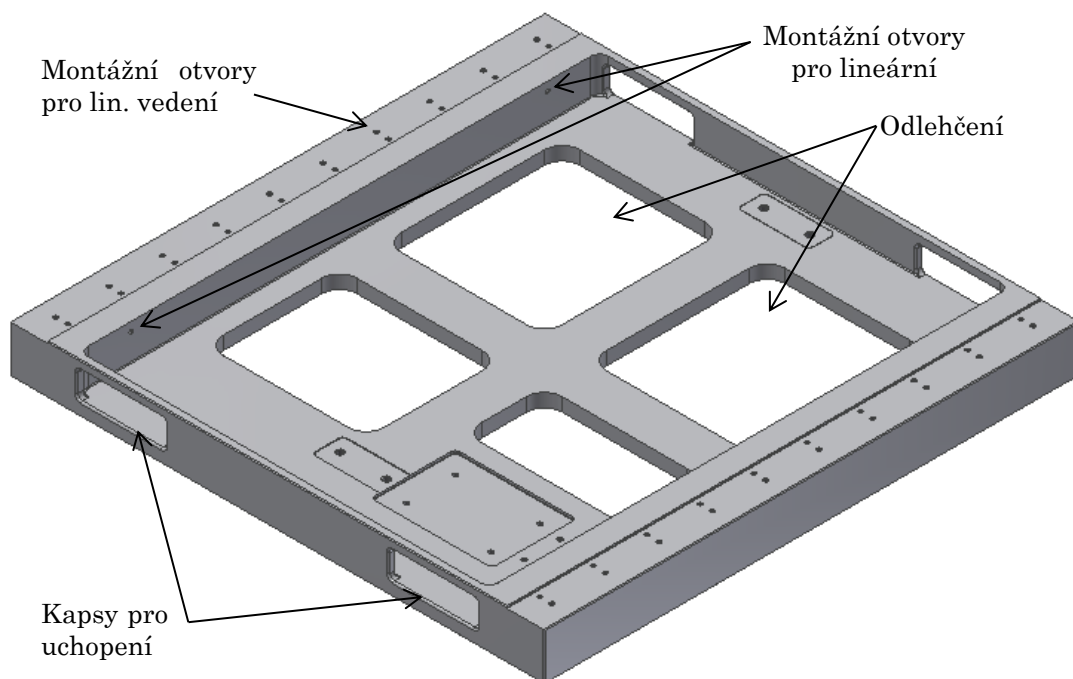
V rovnici (24) je zvoleno jako parametr „zašr“ (zašroubování dřívku do válce příruby) a tak je získán graf závislosti výchylky (respektive tuhosti) na zašroubování dřívku. To samé je provedeno i pro druhý směr a je sestrojen graf tuhostí v jednotlivých osách v závislosti na zašroubování.



Obrázek 6-1 Tuhost v závislosti na zašroubování

6.6 KONSTRUKCE STANDU

Stand byl navržen s ohledem na nízkou hmotnost a snadnou přenositelnost. Kvůli hmotnosti je většina dílů navržena ze slitiny hliníku ENAW 6082, která je výborně obrobitelná a výborně svařitelná [19]. Základem je čtvercová deska o délce strany 600 mm. Na čelech jsou navrženy z obou stran dvě kapsy pro uchopení standu. Z důvodů snížení hmotnosti jsou navržena v prostřední části odlehčení.

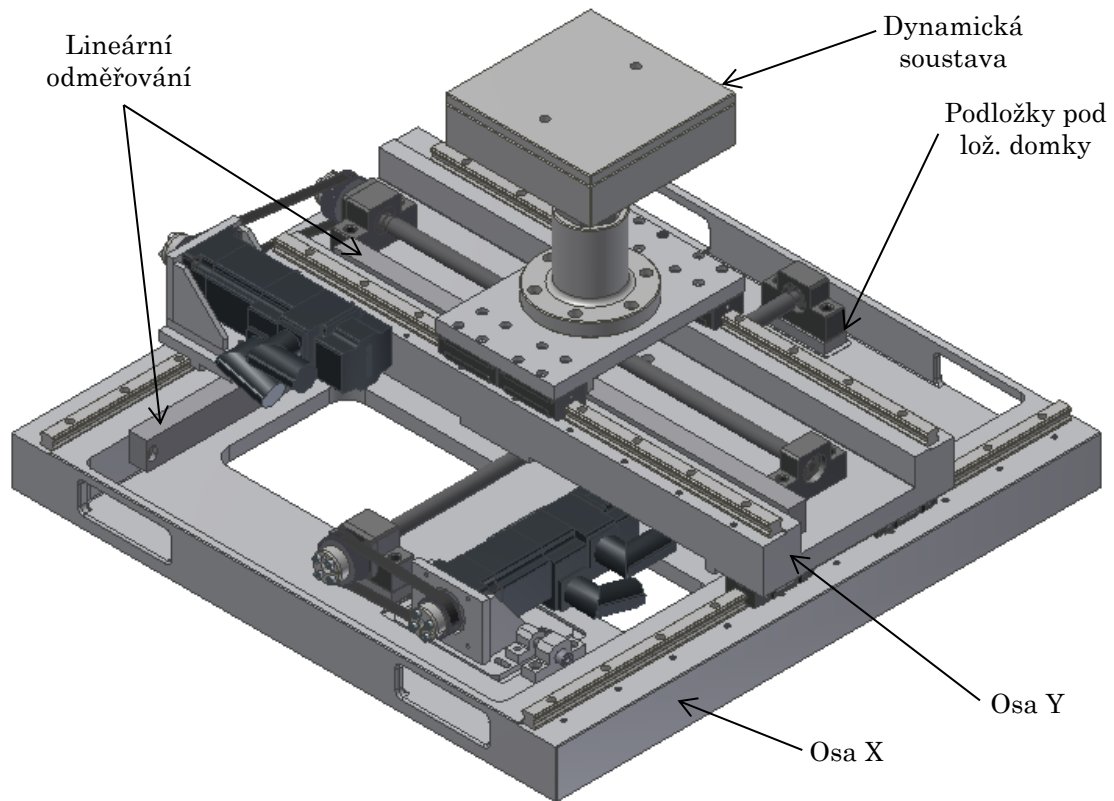


obr. 6.42 Základní deska

Po stranách jsou navrženy otvory pro kolejnice lineárního vedení. Dotlačování kolejnic je řešeno pomocí kaleného drátu a šroubu se zápustnou hlavou. Bylo vybráno kuličkové lineární vedení THK SHS. Na spodní ose x jsou z důvodů montáže použity přírubové vozíky. Na ose y jsou použity standardní. Při montáži jsou vozíky na jedné straně dotlačovány na opěrnou hranu příčníku (resp. stolu) – master a na druhé straně jsou volně – slave. V obou osách jsou navrženy identické kuličkové šrouby také od THK. Jsou použity typizované délky šroubů s obrobenými konci. Matice byly vybrány jednoduché, bezvúlové s předpětím 5% základního dynamického zatížení. Předpětí je zajištěno větším průměrem kuličky než drážky. Pod ložiskové

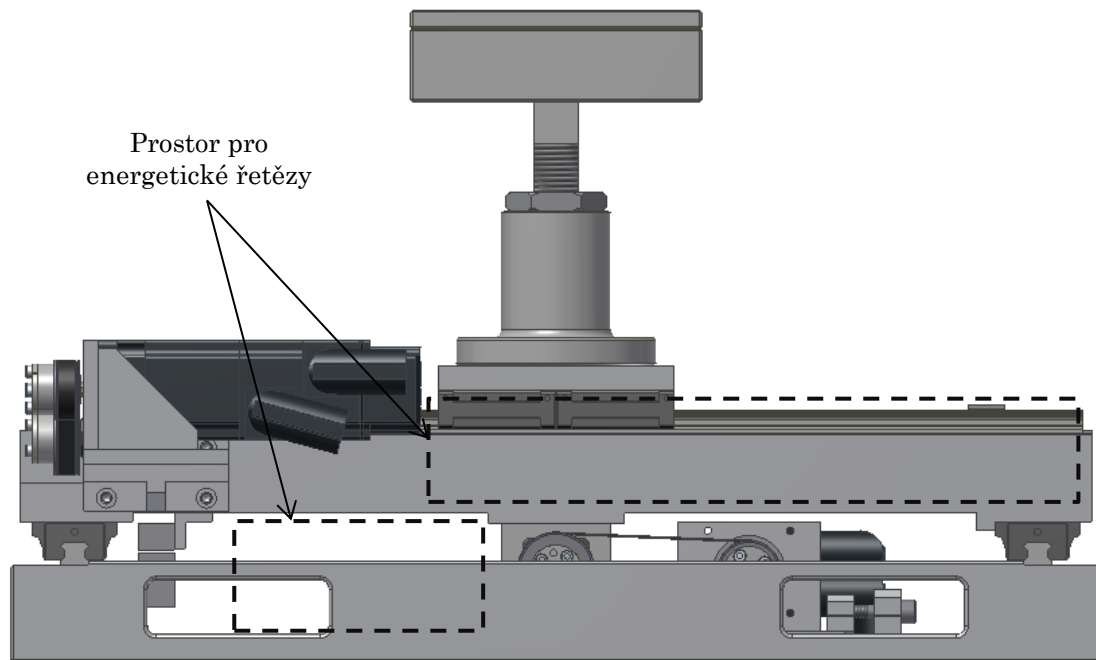


domky jsou z důvodů přesnější montáže umístěny podložky, které se budou dobrušovat při montáži.



obr. 6.43 Sestava standu

Napínání řemenu je v ose x řešeno pomocí šroubu, který táhne celou konzoli s motorem. Z důvodů snadnějšího dodržení souososti kuličkové šroubu a motoru při napínání je konzola zapuštěna do vyfrézované kapsy a opřena o čelní hranu. Obdobně je řešeno napínání v ose y, akorát konzola není zapuštěna v kapse. Pravitka lineárních odměřování jsou skoro celá schována a jezdec je v případě osy x přišroubován na konzoli a v ose y přímo na stole. Dynamická soustava je přes přírubu přišroubována na stůl. Při převozu je počítáno s její demontáží, aby stand byl skladný. Aretace polohy os při převozu je řešena pomocí brzdy na motoru, která po odpojení napětí zablokuje hřídel motoru.



obr. 6.44 Čelní pohled

Při pohledu zepředu je vidět, že motor osy x je i s konzolou pod příčnicí (osa y). Na obr. 6.44 jsou znázorněny prostory pro energetické řetězy. U osy y jde jen o kabel od odměřování a do řetězu v ose x budou svedeny i kabely od motoru osy y.

Zdvih osy x je 350 mm a osy y 380 mm. Celkové rozměry standu bez dynamické soustavy jsou: 600 x 600 x 180 mm. Velikost stolu je 130 x 210 mm. Celková hmotnost standu bez dynamické soustavy je přibližně 38 kg.



7. ZÁVĚR

Předložená práce řeší návrh standu pro testování vlastností řídicích systému Siemens.

V rámci práce byla provedena rešerše daného typu testovacích standů a rešerše komerčně dostupných malých křížových stolků.

Na základě rešerše byly vytipovány technické požadavky na stand. Hlavními požadavky jsou kompaktnost a snadná přenositelnost, dále má být stand vybaven přeladitelnou poddajnou strukturou, která bude mít vliv na regulaci pohonů.

Dále byly vytipovány oblasti využití standu ve výuce. Oproti zadání byla navíc sestavena průvodka základního nastavení proudové, rychlostní a polohové regulace řídicího systému Siemens 840D sl, která je přiložena v příloze 7.

Na základě hlavních požadavků a výsledků rešerše byly navrženy tři varianty řešení. Vybrána byla varianta s pohonem pomocí kuličkového šroubu s vloženým řemenovým převodem. Pro vybranou variantu byl proveden výpočet a optimalizace pohonu a dynamické struktury. Cílem optimalizace bylo navrhnout dynamickou strukturu tak, aby vlastní frekvence struktury v jednotlivých osách byla v řádu desítek Hz a měla příčinný vliv na regulaci pohonů. Optimalizace byla provedena pomocí přenosu rychlostní smyčky, z kterého se zjistil vliv dynamické struktury na regulaci rychlosti. Přeladitelností tuhosti a změnou hmotnosti dynamické struktury lze naladit vlastní frekvence v rozmezí 26 až 61 Hz v jedné ose a 17 až 47 Hz v druhé. Uvedené frekvenční přenosy a odezvy na skok rychlosti jsou teoretické. Zavedeno bylo zjednodušené, malé jednocentní tlumení. Dále v modelu není zaveden vliv pasivních odporů, a proto lze v reálu očekávat menší vliv kyvadla na motor.



Navržený stand je koncipován jako křížový stolek. Díky své velikosti 600 x 600 x 180 mm a váze přibližně 40 kg (bez dynamické platformy) bude snadno přenosný. Pro snadnější manipulaci byly navrženy kapsy pro uchopení. Zdvih osy x je 350 mm a osy y 380 mm. Aretace os při přepravě je řešena brzdou na motoru, která při odpojení napětí zablokuje hřídel motoru. Velikost stolu je 130 x 210 mm. Krytování by se dalo jednoduše řešit např. krytováním celého standu.



8. SEZNAMY

8.1 SEZNAM OBRÁZKŮ

obr. 1.1 Řídicí systém Ústavu výrobních strojů a zařízení	11
obr. 3.1 Testovací stand fanuc [1]	13
obr. 3.2 Testovací stand společnosti Paragon technologies [2]	14
obr. 3.3 Stand university Kyoto [3]	15
obr. 3.4 Stand Rumuské univezity [4]	15
obr. 3.5 CRBS-17-17 [5]	16
obr. 3.6 Excitron XY 200-200 [6]	17
obr. 3.7 Detaily křížového stolu Excitron [6]	18
obr. 3.8 Etel DXI-LM155 [7]	19
obr. 3.9 THK AX [8]	20
obr. 3.10 THK DX [8]	20
obr. 3.11 CCM W40 lineární modul [9]	21
obr. 5.1 Porovnání vlivu zesílení na frekvenční charakteristiku [10]	24
obr. 5.2 Porovnání vlivu zesílení na odezvu na skok rychlosti [10]	24
obr. 5.3 Porovnání vlivu zesílení K_v [10]	25
obr. 5.4 odezva na skok polohy [10]	26
obr. 5.5 Vliv nestejně velikosti K_v [12]	27
obr. 6.1 Koncepce s řemenovými převody	28
obr. 6.2 Koncepce s kuličkovým šroubem	29
obr. 6.3 Koncepce s kuličkovým šroubem a vloženým převodem.....	30
obr. 6.4 Dynamická platforma - varianta 1	32
obr. 6.5 Dynamická platforma - varianta 2	33
obr. 6.6 Dynamická platforma - varianta 3	34
obr. 6.7 Rozměrová studie	35
obr. 6.8 Schéma pohonu.....	37
obr. 6.9 Závislost zrychlení na převodu pro zvolené variant kuličkových šroubů osy x	38



obr. 6.10 Závislost zrychlení na převodu při větším zatížení	39
obr. 6.11 Závislost zrychlení na převodu osa y	41
obr. 6.12 Výkonový graf řemenů [14]	42
obr. 6.13 Schéma pohonu s dyn. soustavou	43
obr. 6.14 Výpočtové schéma	43
obr. 6.15 Schéma mat. modelu	44
obr. 6.16 Délka tažné větve	45
obr. 6.17 Schéma regulace	47
obr. 6.18 Přenos mechaniky	47
obr. 6.19 Odezva na skok rychlosti	48
obr. 6.20 Schéma regulace s filtrem na vstupu proudové regulace	48
obr. 6.21 Porovnání odezvy na skok rychlosti	49
obr. 6.22 Schém regulace s dvěma filtry	49
obr. 6.23 Odezva na skok rychlosti	50
obr. 6.24 Mez stability	51
obr. 6.25 Porovnání odezvy na skok	52
obr. 6.26 Bode diagram	52
obr. 6.27 Porovnání odezvy na skok rychlosti	53
obr. 6.28 Porovnání frekvenčně-amplitudových charakteristik	54
obr. 6.29 Čelní pohled	55
obr. 6.30 Porovnání odezvy na skok rychlosti	55
obr. 6.31 Frekvenčně-amplitudové charakteristiky	56
obr. 6.32 Boční pohled	56
obr. 6.33 Vliv tuhosti dyn. soustavy na přenos rychlosti	57
obr. 6.34 Vliv hmotnosti závaží	58
obr. 6.35 Rozsah přeladitelnosti dyn. soustavy	59
obr. 6.36 Odezva na skok rychlosti pro různém naladění	59
obr. 6.37 Rozsah přeladitelnosti dyn. soustavy v ose y	60
obr. 6.38 Odezva na skok rychlosti	61
obr. 6.39 Dynamická soustava – inverzní kyvadlo	62
obr. 6.40 Zjednodušené schéma	62



obr. 6.41 Detailní schéma	63
obr. 6.42 Základní deska	65
obr. 6.43 Sestava standu	66
obr. 6.44 Čelní pohled	67



8.2 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Varianty kuličkových šroubů.....	36
Tabulka 2: Optimální převody	39
Tabulka 3: Maximální otáčky	40
Tabulka 4: Optimální převody	41



8.3 SEZNAM LITERATURY

- [1] „Fanuc robotics repair,“ 5. červen 2015. [Online]. Available: <http://servomd.com/fanuc-robotics-repair/>.
- [2] „Paragon Technologies,“ 5 červen 2015. [Online]. Available: <http://www.paragontech.com/siemens-test-capabilities.html>.
- [3] „Kakino Laboratory: Servo Control,“ 5 červen 2015. [Online]. Available: http://mmc.me.kyoto-u.ac.jp/research/servo/sv_owaki.html.
- [4] G. STAN a M. FUNARU, „Experimental research regarding the influence of the friction force from linear rolling guideways on the positioning precision of kinematic feed chains used on cnc machine tools,“ v Journal of Engineering Studies and Research – Volume 20, 2014.
- [5] „Křížový stůl CRBS-17-17 | HIWIN,“ 5. červen 2015. [Online]. Available: http://www.hiwin.cz/cz/produkty/polohovaci-systemy/krizove-stoly/181_krizovy-stul-crbs-17-17.
- [6] „CNC XY Table 200 x 200mm travel,“ 5 červen 2015. [Online]. Available: <http://www.excitron.com/webdocs/Items/Details542.cfm>.
- [7] „Motion systems design,“ 05 červen 2015. [Online]. Available: <http://www.etel.ch/motion-systems/design/>.
- [8] „THK Precision stages series,“ 5 červen 2015. [Online]. Available: <http://www.thk.com/?q=jp/node/6831>.
- [9] „CCM W40 Linear module,“ 05 červen 2015. [Online]. Available: <http://ccmmade.com/content/?230.html#p=1>.



- [10] T. Reichel, Optimization of the control loops, 2003.
- [11] D. Trondle, A&D MC RD55, Siemens AG.
- [12] P. Souček, Servomechanismy ve výrobních strojích, Praha: ČVUT, 2004.
- [13] Y. KAKINO, Y. IHARA a Y. SHINOHARA, Accuracy inspection of NC machine tools by double ball bar method, Tokio: Hanser/Gardner Publications, 1993.
- [14] „GATES synchronizační řemeny,“ 05 červen 2015. [Online]. Available: http://www.uzimex.cz/soubory/20070621_gates_synchronizacni_remeny_en.pdf (katalog).
- [15] „Simotion, Sinamics S120 & Simotics,“ 5 červen 2013. [Online]. Available: <http://w3app.siemens.com/mcims/infocenter/dokumentcenter/mc/Documentsu20Catalogs/PM21-2013-complete-en.pdf> (katalog).
- [16] „Ball Screw, General catalog,“ 5 červen 2015. [Online]. Available: https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=508-2E_15BallScrew.pdf (katalog).
- [17] J. Z. V. S. V. SLAVÍK, Základy dynamiky strojů, Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997.
- [18] Michalec, Pružnost a pevnost I, Praha: ČVUT, 2009.
- [19] „Hliníkové desky,“ 6 červen 2015. [Online]. Available: <http://www.alfun.cz/produkty/hlinik/desky>.
- [20] SINUMERIK 840D sl Detailed Maschine Data Description (AMDsl), 2010.



8.4 PŘÍLOHY

- **Textové přílohy**

Příloha 1: Optimalizační kód kul. šroubu 15x10 osy x

Příloha 2: Optimalizační kód kul. šroubu 15x20 osy x

Příloha 3: Optimalizační kód kul. šroubu 16x16 osy x

Příloha 4: Optimalizační kód kul. šroubu 15x10 osy y

Příloha 5: Optimalizační kód kul. šroubu 15x20 osy y

Příloha 6: Optimalizační kód kul. šroubu 16x16 osy y

Příloha 7: Využití standu ve výuce

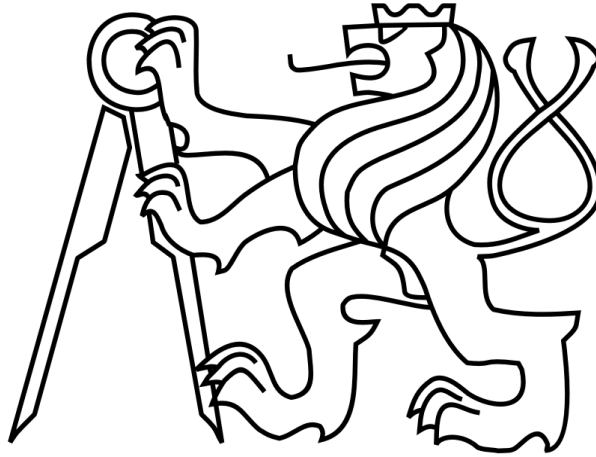
- **Výkresová dokumentace**

- **Elektronická příloha**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Přílohy

**Konstrukce přenosného standu pro testování vlastností řídicích systémů
SIEMENS**



Příloha 1: optimalizační kód kul. šroubu 15x10 osy x

```
% -----  
% MATLAB version: 8.3.0.532 (R2014a)  
% -----  
E = 2.1e11; % Pa  
G = 8.1e10; % Pa  
  
D = 0.015; % prumer sroubu  
s = 10; % stoupani [mm/ot]  
h = s/2000/pi; %stoupani sroubu m/rad  
l = 0.48; %delka sroubu m  
  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
% remenovy prevod: remen: 5MGT-9  
%remenice 1 .. 21z  
dr1=0.03183; % [m]  
mr1=0.09; % [kg]  
  
% mr1=7850*pi*dr1^2/4*0.010; % kg -- sirka 10mm, ocel  
  
%remenice 2 .. 26z  
dr2=0.04138; % [m]  
mr2=0.17; % [kg]  
% mr2=7850*pi*dr2^2/4*0.010; % kg -- sirka 10mm, ocel  
  
ar=0.1; % [m] osova vzdalenost remenic  
lr=sqrt(ar^2-(dr2/2-dr1/2)^2); % delka jednoho ramene remenu  
krtab=230; % [N/mm]tabulkova tahova tuhost metru remenu  
krlr=krtab/lr*1000; % [N/mm] tahova tuhost jednoho ramene remenu  
  
kr=2*krlr*(dr1/2)^2; % torzni tuhost remene  
  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
p = dr2/dr1; % remenovy prevod  
  
Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu  
  
Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu  
  
% Cts = 3050; % Nm/rad  
% Js = 14e-6; % spojka kgm2  
  
% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemnes 1FK7032-2AK71-1  
% Mk=0.8; % [Nm]  
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemnes 1FK7022-5AK71-1  
Mk=0.6; % [Nm]  
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru  
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % rememice na sroubu  
Jsr=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment strvacnosti 1/4 sroub  
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu  
mst = 16; % kg hmotnost zateze  
  
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
md=17; % [kg]  
kd=3.5e5; % [N/m]  
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
  
m=[Jm+J1 J2+Jsr 2*Jsr Jsr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti  
  
x=linspace(1, length(m), length(m));  
  
M=diag(m);
```



```
ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=1.44e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)
```

```
Kp=[ kr      -kr*p      0      0      0      0      0      0      0;
     -kr*p    kr*p^2+ks1  -ks1      0      0      0      0      0;
     0        -ks1      ks1+ks2  -ks2      0      0      0      0;
     0         0      -ks2      ks2      0      0      0      0;
     0         0      0         0      kl+kst1  -kst1      0      0;
     0         0      0         0      -kst1  kst1+kst2  -kst2      0;
     0         0      0         0      0      -kst2      kst2      0;
     0         0      0         0      0         0      0      0;
     0         0      0         0      0         0      0      0];
```

```
Kvr=[ 0  0  0      0  0  0      0  0  0
      0  0  0      0  0  0      0  0  0
      0  0  km*h^2  0  0  km*h    0  -km*h  0
      0  0  0      0  0  0      0  0  0
      0  0  0      0  0  0      0  0  0
      0  0  km*h    0  0  km      0  -km  0
      0  0  0      0  0  0      0  0  0
      0  0  -km*h   0  0  -km     0  km  0
      0  0  0      0  0  0      0  0  0];
```

```
Kd=[ 0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  kd  -kd;
     0  0  0  0  0  0  -kd kd];
```

```
K=Kp+Kvr+Kd;
```

```
[Un,Ln]=eig(K,M);
[L,j]=sort(diag(Ln));
```

```
% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]
```

```
% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);
```

```
% tlumeni
dz=[0 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01]; % rozmer matice 1x9
```

```
LAM=round(abs(diag(L))); % spektralni matice
OMEGA=sqrt(diag(LAM)); % vektor vl. frekvenci
DELTA=diag(2*dz.*OMEGA'); % matice relativnich utlumu
As=[zeros(length(K)) eye(length(K)); -1*LAM -1*DELTA];
Bs=[zeros(length(K)); V'];
Cs=V*[eye(length(K)) zeros(length(K))];
Ds=zeros(length(K));
```

```
SYS=ss(As,Bs,Cs,Ds); % system pomoci stavovych matic
Gs = tf(SYS); % matice prenosu
```




```
Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu

Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu

% Cts = 3050; % Nm/rad
% Js = 14e-6; % spojka kgm2

% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemnes 1FK7032-2AK71-1
% Mk=0.8; % [Nm]
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemnes 1FK7022-5AK71-1
Mk=0.6; % [Nm]
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % remenice na sroubu
Jsrr=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment strvacnosti 1/4 sroub
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu
mst = 16; % kg hmotnost zateze

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
md=10; % [kg]
kd=4e5;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m=[Jm+J1 J2+Jsrr 2*Jsrr Jsrr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti

x=linspace(1, length(m), length(m));

M=diag(m);

ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=1.27e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)

Kp=[ kr          -kr*p          0          0          0          0          0          0
0;
-kr*p          kr*p^2+ks1        -ks1          0          0          0          0          0
0;
0          -ks1          ks1+ks2        -ks2          0          0          0          0
0;
0          0          -ks2          ks2          0          0          0          0
0;
0          0          0          0          kl+kst1        -kst1          0          0
0;
0          0          0          0          -kst1        kst1+kst2        -kst2          0
0;
0          0          0          0          0          -kst2          kst2          0
0;
0          0          0          0          0          0          0          0
0;
0          0          0          0          0          0          0          0
0];

Kvr=[0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h^2 0 0 km*h 0 -km*h 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h 0 0 km 0 -km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 -km*h 0 0 -km 0 km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0];

Kd=[0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;]
```



```
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 kd -kd;
0 0 0 0 0 0 0 0 -kd kd];

K=Kp+Kvr+Kd;

[Un,Ln]=eig(K,M);
[L,j]=sort(diag(Ln));

% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]

% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);

% tlumeni
dz=[0 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01]; % rozmer matice 1x9

LAM=round(abs(diag(L))); % spektralni matice
OMEGA=sqrt(diag(LAM)); % vektor vl. frekvenci
DELTA=diag(2*dz.*OMEGA'); % matice relativnich utlumu
As=[zeros(length(K)) eye(length(K)); -1*LAM -1*DELTA];
Bs=[zeros(length(K)); V'];
Cs=V*[eye(length(K)) zeros(length(K))];
Ds=zeros(length(K));

SYS=ss(As,Bs,Cs,Ds); % system pomoci stavovych matic
Gs = tf(SYS); % matice prenosu

% zrychleni

Jred=Jm+J1+(4*Js+J2+mst*h^2)/p^2;
a=Mk*h/Jred/p % [m/s^2]

figure(1)
bode(SYS(1,1));

%% matice vstupu pro simulink
Bs0=Bs(:,1);
%Bs0=[Bs1 zeros(18,8)];
%% matice vystupu pro simulink : souradnice natoceni motoru, prime odmerovani, dyn.
soustavy
Cs1=Cs(1,:);
Cs8=Cs(8,:);
Cs9=Cs(9,:);
Cs0=[Cs1;Cs8;Cs9];
Ds0=zeros(3,1);

fsr=freq(3,1)
```

Příloha 3: optimalizační kód kul. šroubu 16x16 osy x

```
% -----
% MATLAB version: 8.3.0.532 (R2014a)
% -----
E = 2.1e11; % Pa
G = 8.1e10; % Pa

D = 0.016; % prumer sroubu
```



```
s = 16; % stoupani [mm/ot]
h = s/2000/pi; %stoupani sroubu m/rad
l = 0.48; %delka sroubu m

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% remenovy prevod: remen: 5MGT-9 , kul. sroub 16x16
%remenice 1 .. 15z
dr1=0.02387; % [m]
mr1=0.05; % [kg]

% mr1=7850*pi*dr1^2/4*0.010; % kg -- sirka 10mm, ocel

%remenice 2 .. 30z
dr2=0.04775; % [m]
mr2=0.25; % [kg]
% mr2=7850*pi*dr2^2/4*0.010; % kg -- sirka 10mm, ocel

ar=0.1; % [m] osova vzdalenost remenic
lr=sqrt(ar^2-(dr2/2-dr1/2)^2); % delka jednoho ramene remenu
krtab=230; % [N/mm]tabulkova tahova tuhost metru remenu
krlr=krtab/lr*1000; % [N/m] tahova tuhost jednoho ramene remenu

kr=2*krlr*(dr1/2)^2; % torzni tuhost remene

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

p = dr2/dr1; % remenovy prevod

Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu

Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu

% Cts = 3050; % Nm/rad
% Js = 14e-6; % spojka kgm2

% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemnes 1FK7032-2AK71-1
% Mk=0.8; % [Nm]
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemnes 1FK7022-5AK71-1
Mk=0.6; % [Nm]
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % remenice na sroubu
Jsr=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment strvacnosti 1/4 sroub
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu
mst = 16; % kg hmotnost zateze

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
md=10; % [kg]
kd=4e5;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m=[Jm+J1 J2+Jsr 2*Jsr Jsr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti

x=linspace(1, length(m), length(m));

M=diag(m);

ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=4.4e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)
```



```
Kp=[ kr          -kr*p          0          0          0          0          0          0
0;
  -kr*p      kr*p^2+ks1      -ks1          0          0          0          0          0
0;
  0          -ks1          ks1+ks2      -ks2          0          0          0          0
0;
  0          0          -ks2          ks2          0          0          0          0
0;
  0          0          0          0          kl+kst1      -kst1          0          0
0;
  0          0          0          0          -kst1      kst1+kst2      -kst2          0
0;
  0          0          0          0          0          -kst2          kst2          0
0;
  0          0          0          0          0          0          0          0
0;
  0          0          0          0          0          0          0          0
0];
```

```
Kvr=[0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 0 km*h^2 0 0 km*h 0 -km*h 0
      0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 0 km*h 0 0 km 0 -km 0
      0 0 0 0 0 0 0 0 0
      0 0 -km*h 0 0 -km 0 km 0
      0 0 0 0 0 0 0 0 0];
```

```
Kd=[0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 0 0;
     0 0 0 0 0 0 0 kd -kd;
     0 0 0 0 0 0 0 -kd kd];
```

```
K=Kp+Kvr+Kd;
```

```
[Un,Ln]=eig(K,M);
[L,j]=sort(diag(Ln));
```

```
% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]
```

```
% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);
```

```
% tlumeni
dz=[0 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01]; % rozmer matice 1x9
```

```
LAM=round(abs(diag(L))); % spektralni matice
OMEGA=sqrt(diag(LAM)); % vektor vl. frekvenci
DELTA=diag(2*dz.*OMEGA'); % matice relativnich utlumu
As=[zeros(length(K)) eye(length(K)); -1*LAM -1*DELTA];
Bs=[zeros(length(K)); V'];
Cs=V*[eye(length(K)) zeros(length(K))];
Ds=zeros(length(K));
```

```
SYS=ss(As,Bs,Cs,Ds); % system pomoci stavovych matic
Gs = tf(SYS); % matice prenosu
```



```
% zrychleni

Jred=Jm+J1+(4*JsR+J2+mst*h^2)/p^2;
a=Mk*h/Jred/p % [m/s^2]

figure(1)
bode(SYS(1,1));

%% matice vstupu pro simulink
Bs0=Bs(:,1);
%Bs0=[Bs1 zeros(18,8)];
%% matice vystupu pro simulink : souradnice natoceni motoru, prime odmerovani, dyn.
soustavy
Cs1=Cs(1,:);
Cs8=Cs(8,:);
Cs9=Cs(9,:);
Cs0=[Cs1;Cs8;Cs9];
Ds0=zeros(3,1);

fsr=freq(3,1)
```

Příloha 4: optimalizační kód kul. šroubu 15x10 osy y

```
% -----
%  MATLAB version: 8.3.0.532 (R2014a)
% -----
E = 2.1e11; % Pa
G = 8.1e10; % Pa

D = 0.015; % prumer sroubu
s = 10; % stoupani [mm/ot]
h = s/2000/pi; %stoupani sroubu m/rad
l = 0.52; %delka sroubu m

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% remenovy prevod: remen: 5MGT-9 , kul. sroub 15x10
%remenice 1 .. 20z
dr1=0.03183; % [m]
mr1=0.09; % [kg]
%remenice 2 .. 25z
dr2=0.03979; % [m]
mr2=0.14; % [kg]
% mr2=7850*pi*dr2^2/4*0.010; % kg -- sirka 10mm, ocel

ar=0.17; % [m] osova vzdalenost remenic
lr=sqrt(ar^2-(dr2/2-dr1/2)^2); % delka jednoho ramene remenu
krtab=230; % [N/mm]tabulkova tahova tuhost metru remenu
krlr=krtab/lr*1000; % [N/m] tahova tuhost jednoho ramene remenu

kr=2*krlr*(dr1/2)^2; % torzni tuhost remene

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
p = dr2/dr1; % remenovy prevod
Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu

Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu

% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemnes 1FK7032-2AK71-1
% Mk=0.8; % [Nm]
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemnes 1FK7022-5AK71-1
Mk=0.6; % [Nm]
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % remenice na sroubu
JsR=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment strvacnosti 1/4 sroub
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu
mst = 8; % kg hmotnost zateze
```



```
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
md=10; % [kg]
kd=6e5;
%% %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m=[Jm+Jl J2+Jsr 2*Jsr Jsr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti

x=linspace(1, length(m), length(m));

M=diag(m);
ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=1.81e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)

Kp=[ kr          -kr*p          0          0          0          0          0          0
0;
  -kr*p      kr*p^2+ks1      -ks1          0          0          0          0          0
0;
  0          -ks1          ks1+ks2      -ks2          0          0          0          0
0;
  0          0          -ks2          ks2          0          0          0          0
0;
  0          0          0          0          kl+kst1      -kst1          0          0
0;
  0          0          0          0          -kst1      kst1+kst2      -kst2          0
0;
  0          0          0          0          0          -kst2          kst2          0
0;
  0          0          0          0          0          0          0          0
0
0];

Kvr=[0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h^2 0 0 km*h 0 -km*h 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h 0 0 km 0 -km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 -km*h 0 0 -km 0 km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0];

Kd=[0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 kd -kd;
0 0 0 0 0 0 0 -kd kd];

K=Kp+Kvr+Kd;

[Un,Ln]=eig(K,M);
[L,j]=sort(diag(Ln));
% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]

% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);
```




```
p = dr2/dr1; % remenovy prevod

Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu

Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu

% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemens 1FK7032-2AK71-1
% Mk=0.8; % [Nm]
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemens 1FK7022-5AK71-1
Mk=0.6; % [Nm]
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % remenice na sroubu
Jsr=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment setravnosti 1/4 sroub
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu
mst = 8; % kg hmotnost zateze

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
md=10; % [kg]
kd=6e5;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m=[Jm+J1 J2+Jsr 2*Jsr Jsr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti

x=linspace(1, length(m), length(m));

M=diag(m);

ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=1.27e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)

Kp=[ kr          -kr*p          0          0          0          0          0          0
0;
 -kr*p          kr*p^2+ks1        -ks1          0          0          0          0          0
0;
 0              -ks1            ks1+ks2        -ks2          0          0          0          0
0;
 0              0              -ks2            ks2          0          0          0          0
0;
 0              0              0              0          kl+kst1        -kst1          0          0
0;
 0              0              0              0          -kst1        kst1+kst2        -kst2          0
0;
 0              0              0              0          0          -kst2          kst2          0
0
0
0];

Kvr=[0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h^2 0 0 km*h 0 -km*h 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h 0 0 km 0 -km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 -km*h 0 0 -km 0 km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0];

Kd=[0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;]
```




```
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 kd -kd;
0 0 0 0 0 0 0 -kd kd];

K=Kp+Kvr+Kd;

[Un, Ln]=eig(K,M);
[L,j]=sort(diag(Ln));

% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]

% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);

% tlumeni
dz=[0 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01]; % rozmer matice 1x9

LAM=round(abs(diag(L))); % spektralni matice
OMEGA=sqrt(diag(LAM)); % vektor vl. frekvenci
DELTA=diag(2*dz.*OMEGA'); % matice relativnich utlumu
As=[zeros(length(K)) eye(length(K)); -1*LAM -1*DELTA];
Bs=[zeros(length(K)); V'];
Cs=V*[eye(length(K)) zeros(length(K))];
Ds=zeros(length(K));

SYS=ss(As,Bs,Cs,Ds); % system pomoci stavovych matic
Gs = tf(SYS); % matice prenosu
% zrychleni
Jred=Jm+Jl+(4*Jsr+J2+mst*h^2)/p^2;
a=Mk*h/Jred/p % [m/s^2]

bode(SYS(1,1));
%% matice vstupu pro simulink
Bs0y=Bs(:,1);
%Bs0=[Bs1 zeros(18,8)];
%% matice vystupu pro simulink : souradnice natoceni motoru, prime odmerovani, dyn.
soustavy
Asy=As;
Cs1y=Cs(1,:);
Cs8y=Cs(8,:);
Cs9y=Cs(9,:);
Cs0y=[Cs1y;Cs8y;Cs9y];
Ds0y=zeros(3,1);

fsry=freq(3,1)
```

Příloha 6: optimalizační kód kul. šroubu 16x16 osy y

```
% -----
% MATLAB version: 8.3.0.532 (R2014a)
% -----
E = 2.1e11; % Pa
G = 8.1e10; % Pa

D = 0.016; % prumer sroubu
s = 16; % stoupani [mm/ot]
h = s/2000/pi; %stoupani sroubu m/rad
l = 0.52; %delka sroubu m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% remenovy prevod: remen: 5MGT-9 , kul. sroub 16x16
%remenice 1 .. 16z
dr1=0.02546; % [m]
mr1=0.05; % [kg]
```



```
%remenice 2 .. 30z
dr2=0.04775; % [m]
mr2=0.24; % [kg]
ar=0.16; % [m] osova vzdalenost remenic
lr=sqrt(ar^2-(dr2/2-dr1/2)^2); % delka jednoho ramene remenu
krtab=230; % [N/mm] tabulkova tahova tuhost metru remenu
krlr=krtab/lr*1000; % [N/m] tahova tuhost jednoho ramene remenu

kr=2*krlr*(dr1/2)^2; % torzni tuhost remene

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
p = dr2/dr1; % remenovy prevod

Ck=32*h^2*1/2/(G*pi*D^4); % krutová poddajnost sroubu

Ct=4*1/2/pi/E/D^2; % tahova poddajnost sroubu

% Jm=0.65e-4; %kgm2 Siemens 1FK7032-2AK71-1
% Mk=0.8; % [Nm]
Jm= 2.8e-5; % kgm2 Siemens 1FK7022-5AK71-1
Mk=0.6; % [Nm]
J1=0.5*mr1*(dr1/2)^2; % remenice na motoru
J2=0.5*mr2*(dr2/2)^2; % remenice na sroubu
Jsr=0.5*pi*(D/2)^2*1/4*7850*(D/2)^2; % moment strvacnosti 1/4 sroub
msr = pi*(D/2)^2*1/4*7850; % hmotnost 1/4 sroubu
mst = 8; % kg hmotnost zateze

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
md=10; % [kg]
kd=6e5;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% parametry "dynamicke soustav" %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

m=[Jm+J1 J2+Jsr 2*Jsr Jsr msr 2*msr msr mst md]; % vektor hmotnosti
x=linspace(1, length(m), length(m));

M=diag(m);

ks1=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
ks2=1/Ck; % torzni tuhost 1/2 sroubu
kl=3.75e8; % tuhost loziska
kst1=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
kst2=1/Ct; % tahova tuhost 1/2 sroubu
km=4.4e8; % tuhost matice ( https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=882)

Kp=[ kr          -kr*p          0          0          0          0          0          0
0;
 -kr*p          kr*p^2+ks1        -ks1          0          0          0          0          0
0;
 0              -ks1            ks1+ks2        -ks2          0          0          0          0
0;
 0              0              -ks2            ks2          0          0          0          0
0;
 0              0              0              0          kl+kst1        -kst1          0          0
0;
 0              0              0              0          -kst1        kst1+kst2        -kst2          0
0;
 0              0              0              0          0          -kst2        kst2          0
0;
 0              0              0              0          0          0          0          0
0
0;
0];

Kvr=[0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h^2 0 0 km*h 0 -km*h 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 km*h 0 0 km 0 -km 0]
```



```
0 0 0 0 0 0 0 0 0
0 0 -km*h 0 0 -km 0 km 0
0 0 0 0 0 0 0 0 0];

Kd=[0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 kd -kd;
0 0 0 0 0 0 0 -kd kd];

K=Kp+Kvr+Kd;

[Un, Ln]=eig(K,M);
[L, j]=sort(diag(Ln));
% vlastni frekvence
freq=round(1/(2*pi)*sqrt(L)) % [Hz]

% vlastni vektory
U=Un(:,j);
Mn=U'*M*U;
V=U*(Mn)^(-.5);

% tlumeni
dz=[0 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01]; % rozmer matice 1x9

LAM=round(abs(diag(L))); % spektralni matice
OMEGA=sqrt(diag(LAM)); % vektor vl. frekvenci
DELTA=diag(2*dz.*OMEGA'); % matice relativnich utlumu
As=[zeros(length(K)) eye(length(K)); -1*LAM -1*DELTA];
Bs=[zeros(length(K)); V'];
Cs=V*[eye(length(K)) zeros(length(K))];
Ds=zeros(length(K));

SYS=ss(As,Bs,Cs,Ds); % system pomoci stavovych matic
Gs = tf(SYS); % matice prenosu

% zrychleni
Jred=Jm+Jl+(4*Jsr+J2+mst*h^2)/p^2;
a=Mk*h/Jred/p % [m/s^2]

bode(SYS(1,1));

%% matice vstupu pro simulink
Bs0y=Bs(:,1);
%Bs0=[Bs1 zeros(18,8)];
%% matice vystupu pro simulink : souradnice natoceni motoru, prime odmerovani, dyn.
soustavy
Asy=As;
Cs1y=Cs(1,:);
Cs8y=Cs(8,:);
Cs9y=Cs(9,:);
Cs0y=[Cs1y;Cs8y;Cs9y];
Ds0y=zeros(3,1);

fsry=freq(3,1)
```



Příloha 7:

9. VYUŽITÍ STANDU VE VÝUCE

V této kapitole je popsáno, jak se v řídicím systému Sinumerik 840D sl ladí regulace pohonů. Nejdříve se optimalizuje proudový regulátor, pak rychlostní a nakonec polohový. Dynamické limity stroje (rychlost, zrychlení, ryv) se nastavují v interpolátoru. Rychlostní regulační smyčka je vždy uzavřena přes snímač otáček motoru, zatímco polohová regulační smyčka může být uzavřena přes přímé odměřování.

REGULACE PROUDOVÉ SMYČKY:

Proudová smyčka se měří pouze pro diagnostické účely, v případě poruchy nebo pokud jsou použity jiné motory než Siemens a nejsou k dispozici standartní data.

V řídicím systému se měření nachází: "Operating area switchover" > "Commissioning" > "Optimization/Test" > "Current control loop" [20]

Pro proudový regulátor jsou dostupná následující měření [10]:

- Frekvenční odezva (Reference frequency response)
- Odezva na skok (Setpoint step change)

Postup měření:

1. Nastavení rozsahu měření
2. Vybrání typu měření
3. Nastavení parametrů
4. Zobrazení

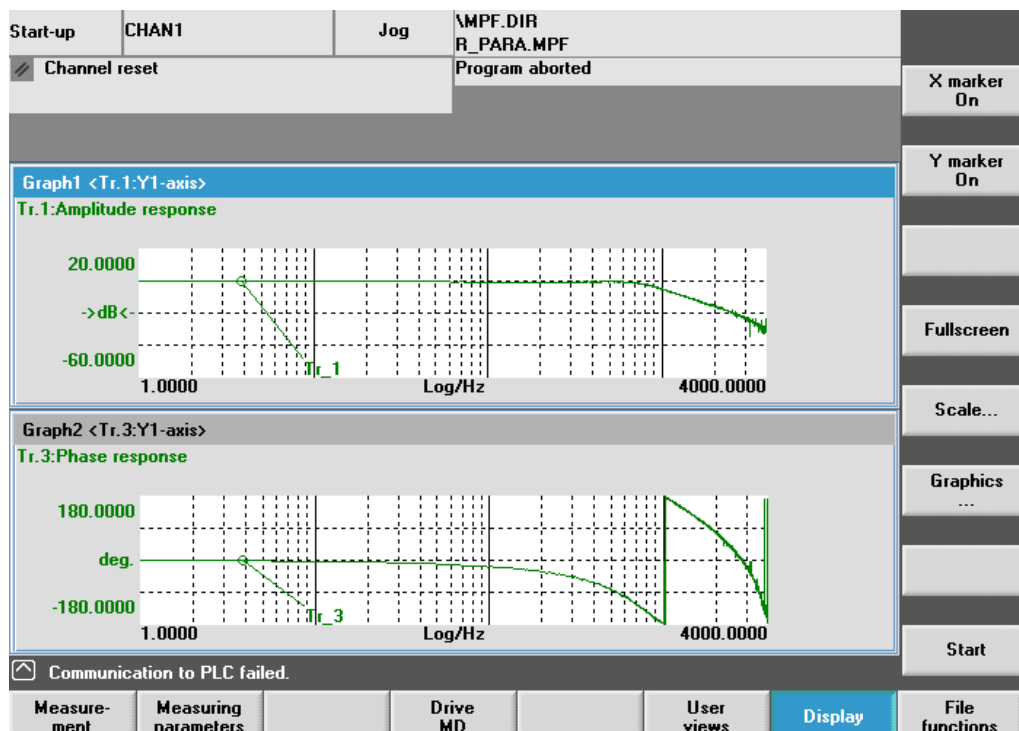
Nastavují se následující parametry [10]:

1000	CURRCTRL_CYCLE_TIME	(2) 62,5μs	(Standard = 4 = 125 μs)
1120	CURRCTRL_GAIN	25.0	(Controller parameter)
1121	CURRCTRL_INTEGRATOR_TIME	2000.0	(Controller parameter)



1183	CURRCTRL_ADAPT_ENABLE	0	(depends on Motor, automatically set in SW > 6.0)
1180	CURRCTRL_ADAPT_CURRENT_1	10.0	(depends on Motor, automatically set in SW > 6.0)
1181	CURRCTRL_ADAPT_CURRENT_2	100.0	(depends on Motor, automatically set in SW > 6.0)
1182	REDUCE_ARMATURE_INDUCTANCE	35.0	(depends on Motor, automatically set in SW > 6.0)

Většina parametrů se automaticky načte z databáze, podle vybraného motoru. Pokud jsou používány jiné motory než Siemens, musí se parametry nastavit ručně.



obr. 9.1 Frekvenční odezva proudové regulace [10]

Proporcionální zesílení (MD 1120) se optimalizuje pomocí nástroje “reference frequency response” – frekvenční odezvy, tak že nulové zesílení je na co nejvyšší frekvenci a zároveň fáze -180° je výše než 1000Hz. Zesílení by nikdy nemělo překročit 0dB. Pak je proudový regulátor dobře naladěn viz obr. 9.1.



REGULACE RYCHLOSTNÍ SMYČKY

Výchozí nastavení zesílení rychlostního regulátoru K_p (MD 1407) je také načteno ze systému podle typu motoru. Výchozí hodnota integrační konstanty rychlostního regulátoru T_n (MD 1409) je 10ms. Oboje konstanty jsou automaticky načteny při prvotním nastavení systému (volbě motoru) nebo se dají kdykoliv měnit v záložce “Calculate controller data”. Tyto hodnoty jsou konzervativní, aby byl zaručen spolehlivý chod motoru bez „bzučení“ [10].

Kromě nastavení zesílení rychlostního regulátoru K_p , jsou k dispozici čtyři nezávislé filtry (current setpoint filters) (MD 1200 až MD1225), pokud je potřeba potlačit mechanickou rezonanci. Tyto filtry mohou být nastaveny jako „dolní propust“ (low pass) a „pásmová zadrž“ (bandstop). Defaultně je první filtr aktivován a nastaven jako „dolní propust“. Další filtry se v případě potřeby mohou přidávat a jsou nastaveny jako „pásmová zadrž“.

Postup optimalizace:

Nejprve je vhodné pomocí “Speed control system” identifikovat póly systému. Následně pomocí “Ref frequency response” nastavit konstanty K_p , T_n a zjistit, zda jsou nezbytné filtry. V případě potřeby lze využít “Disturbance step change“ (odezva na skokovou chybu rychlosti) a “Setpoint step change“ (odezva na skok rychlosti) k samostatné kontrole nastavení K_p a T_n .

Frekvenční odezva systému (Frequency response of the controlled system)

Tato frekvenční analýza není vhodná k optimalizaci nastavení K_p a T_n . Provádí se pro lepší odhad pólů a nul systému. Výhodou tohoto měření je, že póly a nuly lze hledat bez vlivu regulátoru. Pro lepší výsledky je vhodné nastavit velmi malé zesílení K_p a naopak velmi velkou integrační konstantu T_n .

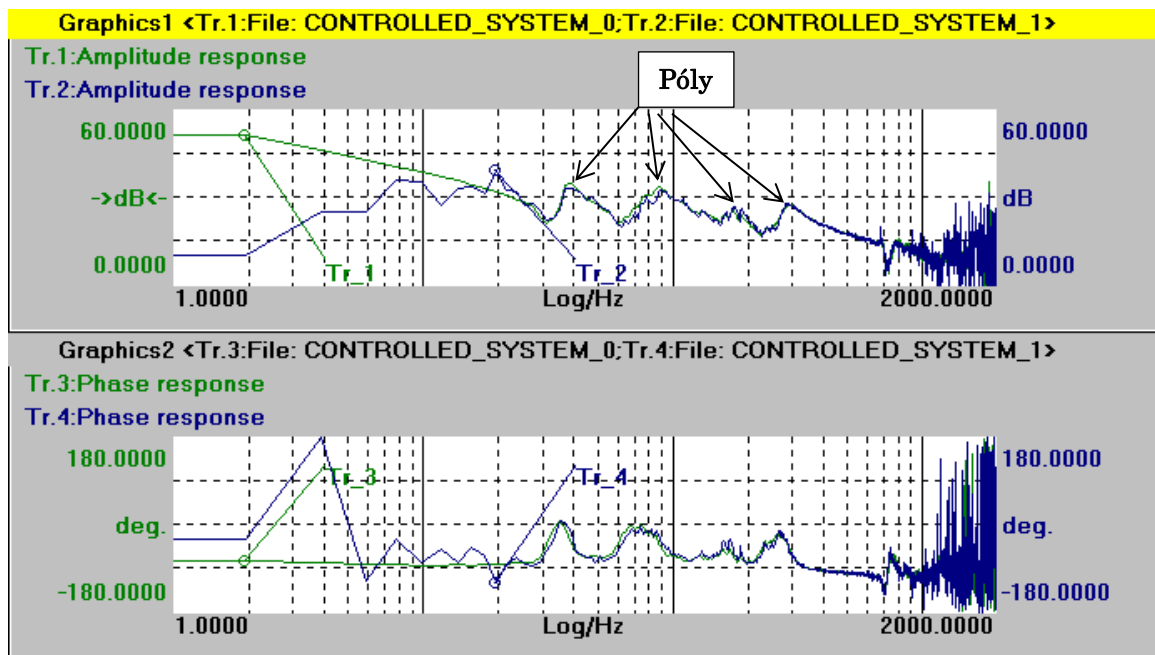
Nastavení zesílení K_p a integrační konstanty T_n (zelená):



1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	0.1
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	300.0

Nastavení zesílení K_p a integrační konstanty T_n (modrá):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0



obr. 9.2 Frekvenční odezva system [10]

Výsledkem je přenosová funkce mezi rychlostí motoru a proudem. Z grafu na obr. 9.2 se dokáží identifikovat póly (39Hz, 90Hz, 180Hz a 280Hz) a nuly (31Hz, 62Hz, 155Hz, 215Hz) systému. Nuly a póly se v amplitudové charakteristice projevují lokálním extrémem. Nuly leží vždy vlevo od svých pólů. Nuly se poznají, tak že fáze ostře stoupá směrem k $+90^\circ$. Naopak u pólů fáze ostře klesá zpět k -90° .

Frekvenční odezva uzavřené rychlostní smyčky

Tato analýza je nejdůležitější při optimalizaci zesílení K_p a integrační konstanty T_n . Dále můžeme najít parametry nastavení pro filtry. V porovnání s frekvenční odezvou systému se vlivem rychlostního



regulátoru trochu posouvají póly v bodeho diagramu. Výsledkem je přenosová funkce: aktuální / požadované otáčky motoru.

Frekvenční odezva zobrazuje zesílení v db a fázové zpoždění ve stupních. To naznačuje, jak skutečná hodnota sleduje požadovanou v daném frekvenčním rozsahu. 0 db znamená, že skutečná rychlost má stejnou amplitudu jako požadovaná a nulový fázový posun znamená, že skutečná rychlost sleduje požadovanou s nulovým zpožděním. Nastavením zesílení K_p a integrační konstanty T_n ovlivňujeme frekvenční odezvu.

Nastavení zesílení rychlostního regulátoru (K_p):

Pokud bychom nastavili vysoké T_n , integrační čas by byl neefektivní. Zesílení K_p můžeme nastavit nezávisle, tak že nulové zesílení by bylo na vysokých frekvencích. Ale při vysokém T_n (např. 50ms) na nízkých frekvencích bychom vlivem tření nedosáhli nulového zesílení. Proto je nezbytné defaultně nastavit malé T_n .

Ve frekvenčním diagramu sledujeme póly a nuly v amplitudové i fázové charakteristice. Nuly nejdou ovlivnit nastavením regulátoru. Naopak póly můžeme potlačit zařazením filtru typu pásmová zádrž (bandstop). Póly vyšší než 0db můžeme výrazně limitovat nastavením konstanty zesílení K_p . Pokud rezonance omezuje nastavení K_p , je vhodné použít filtr typu pásmová zádrž (bandstop). Je ale vhodné použít co nejméně filtrů – vložit filtr k potlačení pólu pouze v případě, že budeme moci významně zvýšit K_p .

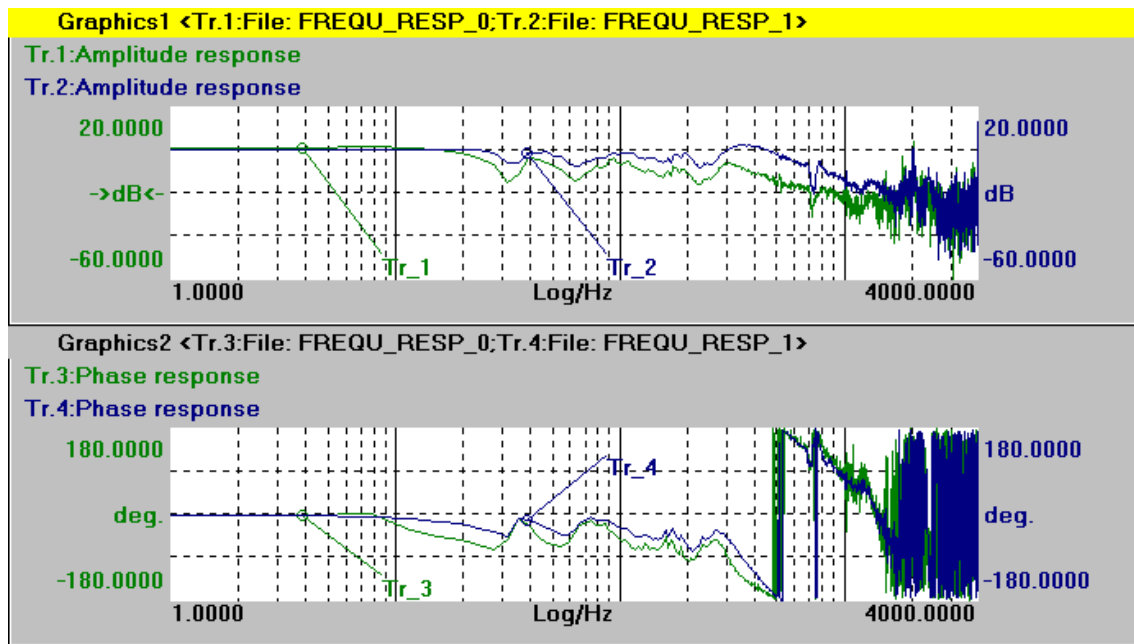
Frequ_resp_0 : $K_p=2$ (zelená):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	2.0
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	20.0

Frequ_resp_1 : $K_p=5.5$ (modrá):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	20.0

Porovnání nastavení je znázorněno na obr. 9.3.



obr. 9.3 Porovnání různých nastavení [10]

Nastavení integrační konstanty T_n :

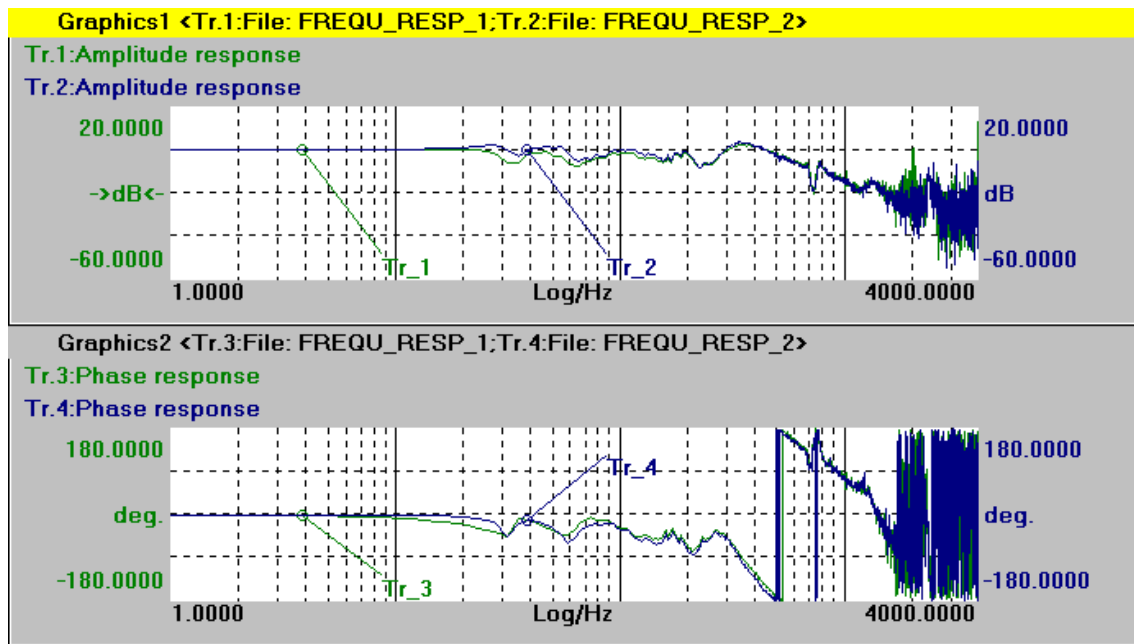
Vhodné nastavení integrační konstanty je nezbytné pro dosažení lepšího výsledku. Když T_n snížíme, zesílení obvykle přesáhne hranici 0 db. Rozsah vhodného nastavení závisí na mechanických vlastnostech. Obvykle se T_n nastavuje v rozmezí 2 ms až 20 ms.

Frequ_resp_1 : $K_p=5,5$ $T_n=20$ (zelená):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	20.0

Frequ_resp_2 : $K_p=5,5$ $T_n=3$ (modrá):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0



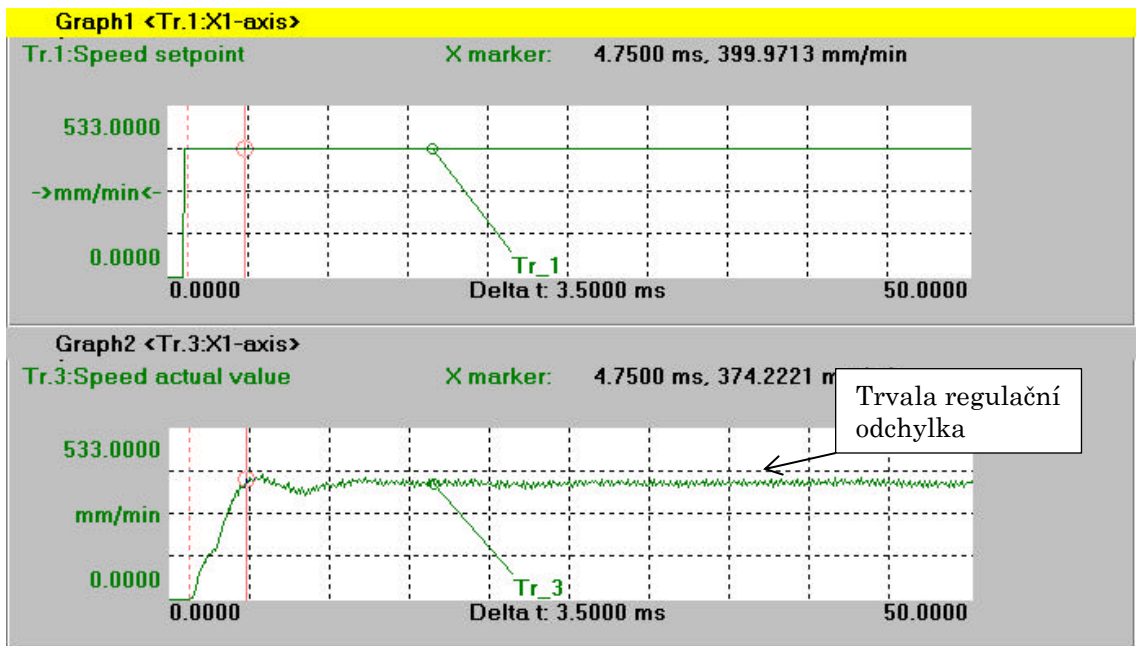
obr. 9.4 Vliv integrační konstanty [10]

Cílem optimalizace nastavení zesílení K_p a integrační konstanty T_n je dosáhnout nulového zesílení na co nejvyšší frekvenci s maximálním zesílením 3-5db na frekvencích nižších než fáze dosáhne -180° .

Kontrola odezvy na skok rychlosti

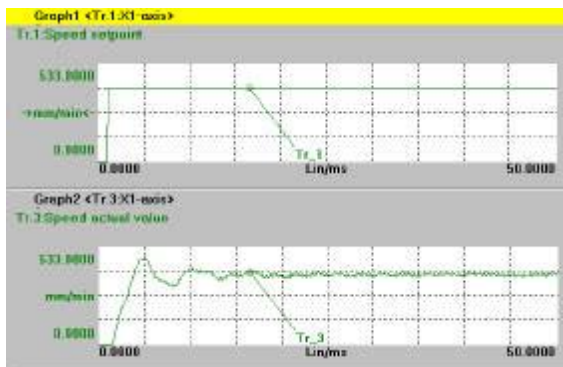
Frekvenční odezva je nezbytná pro kontrolu stability regulačního obvodu v širokém frekvenčním spektru. Pro jemné doladění je však velmi užitečné provést test odezvy na skok rychlosti. Odezvu na skok rychlosti použijeme pro doladění zesílení K_p a odezvu na skok chyby rychlosti na doladění integrační konstanty T_n .

Při testu odezvy na skok rychlosti nastavíme integrační konstantu nula ($MD\ 1409=0$). Tím vyřadíme integrační část a můžeme kontrolovat vliv zesílení K_p .

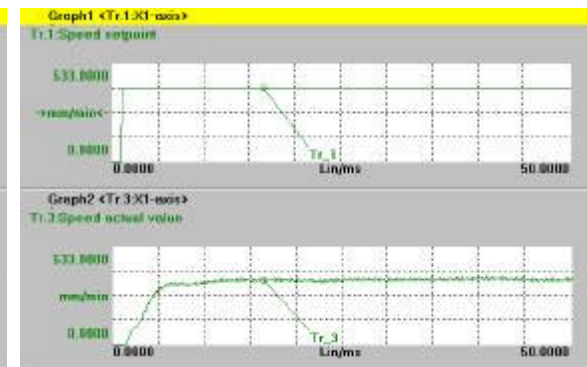


obr. 9.5 Odezva na skok rychlosti [10]

Vzhledem k tomu, že nedošlo k překmitu, tak by se mohlo K_p zvýšit. Překmit do 10% je přijatelný a regulace by byla rychlejší. Trvalá regulační odchylka je způsobena vyřazením integrační části ($T_n=0$).



obr. 9.6 Odezva na skok rychlosti
[10]

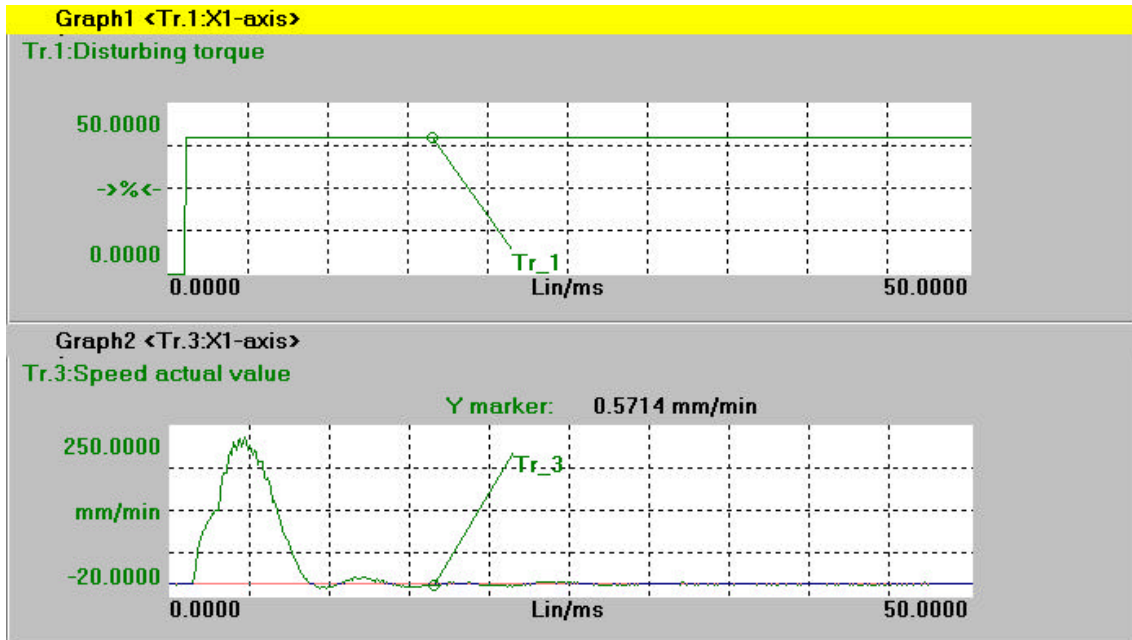


obr. 9.7 Odezva na skok rychlosti
[10]

Na obrázku vlevo je K_p příliš velké. Systém sice má rychlejší odezvu, ale, překmit přesahuje 10% a trvalá regulační odchylka je téměř potlačena. Naopak vpravo je K_p malé. Sice nedojde k překmitu, ale systém má zbytečně pomalou odezvu.

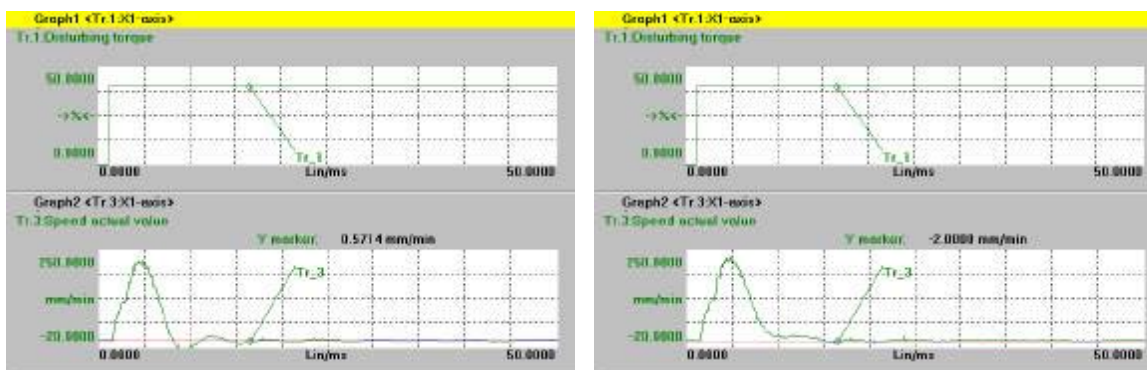


Kontrolu a ladění integrační konstanty T_n provedeme testem odezvy na skok chyby rychlosti. Zpět nastavíme $T_n=3$ (MD 1409=3) a spustíme test.



obr. 9.8 [10]

Na sestupné hraně je možno překmitnou až o 10%. Integrační konstantu můžeme trochu snížit. Tím se zvýší překmit a zrychlí odezva na změnu zatížení.



obr. 9.9 [10]

Na grafu je znázorněna situace, kdy T_n je příliš malé a dochází k nepřijatelnému překmitu. Vpravo je naopak T_n příliš velké. Musí se najít vhodný kompromis.



Referenční model (Reference model)

Pomocí funkce “reference model” se může dosáhnout odlišné odezvy na skok rychlosti. Je možné nastavit vhodně naladěný rychlostní regulátor vzhledem k polohovému regulátoru, navzdory krátkému integračnímu času T_n a přijatelné odezvě na skok rychlosti. Při optimalizaci rychlostního regulátoru je žádoucí dosáhnout co nejmenší integrační konstanty T_n , aby pohon reagoval rychle na změny zatížení a tření. Malá integrační konstanta T_n také snižuje chybu při změně kvadrantů na kružnici. Nepříznivý vlivem malé integrační konstanty může být příliš velký překmit v odezvě na skok rychlosti. Funkce “speed reference model” zmenšuje překmit při odezvě na skok rychlosti, zatímco neovlivňuje odezvu systému.

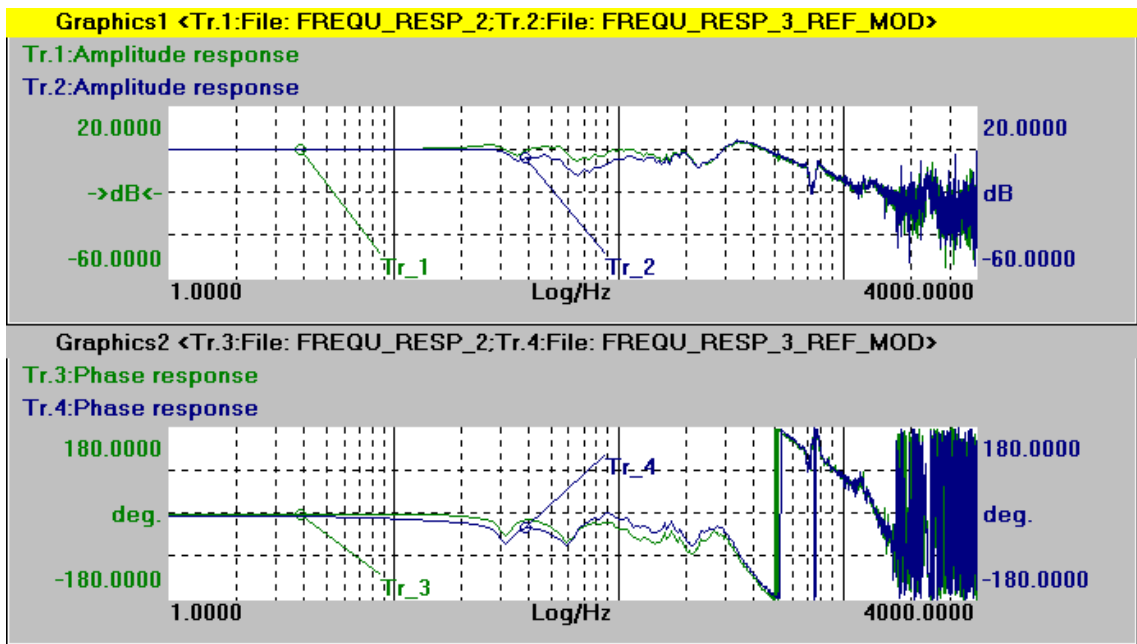
Funkci “reference model frequency” (MD 1414) lze nastavit v rozsahu 30 Hz až 600Hz. Čím menší je nastavená hodnota, tím větší efekt model má.

Frequ_resp_2 (bez “reference model”),(zelená):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0

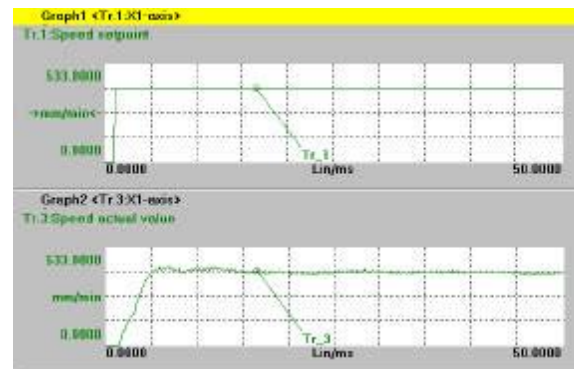
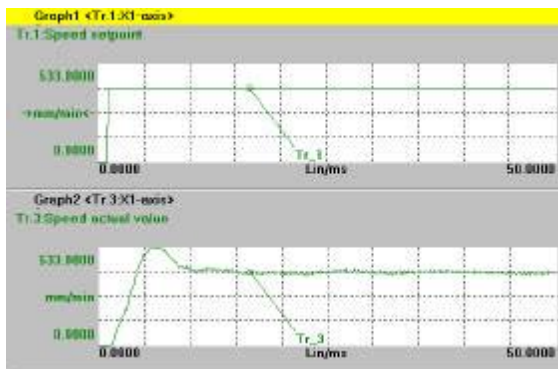
Frequ_resp_2 (s “reference model”),(modrá):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	150.0
1415	SPEEDCTRL_REF_MODEL_DAMPING	1.0



obr. 9.10 Amplitudově - fázová charakteristika [10]

Odezva na skok rychlosti:

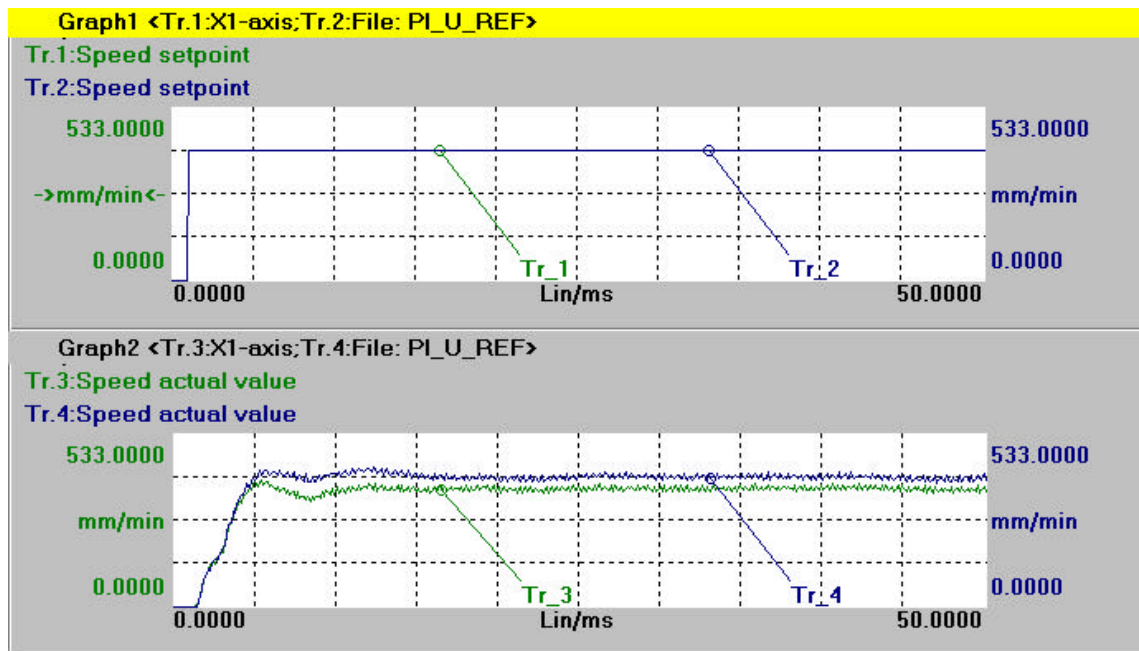


obr. 9.11 Bez "reference model"[10]

obr. 9.12 S "reference model"[10]

Při odezvě na skok rychlosti použitím funkce „reference model“ se výrazně potlačí překmit a žádané hodnoty se dosáhne výrazně rychleji.

Porovnání optimalizovaného PI regulátoru a P regulátoru ($T_n=0$):



obr. 9.13 Odezva na skok rychlosti [10]

Na obr. 9.13 je vidět, že optimalizovaný PI regulátor se zapnutou funkcí “reference model” (modrá) má stejné chování jako P regulátor (zelená), až na nežádoucí trvalou regulační odchylku.

Filtry v rychlostní smyčce

Filtry nepomáhají stabilitě v uzavřené rychlostní smyčce, protože jsou zařazeny před regulátorem. Vyhladí požadovanou rychlost pro rychlostní regulátor z polohového regulátoru a můžou stabilizovat regulátor polohy. Zařazením filtrů může mít stejný efekt jako zařazení referenčního modelu. Filtr se stejnou časovou konstantou jako integrační (T_n) omezí překmit při odezvě na skok rychlosti.

Filtr požadované rychlosti (The speed setpoint filter) přidá malé zpoždění mezi polohovou regulaci a motor. Zpoždění mezi 1 ms až 10 ms (v extrémních případech až 50 ms) může být přijatelné v závislosti na aplikaci. Porovnání pro různá nastavení je znázorněno na obr. 9.14. Po zařazení filtru nedochází k zesílení v oblasti kolem 28 Hz.

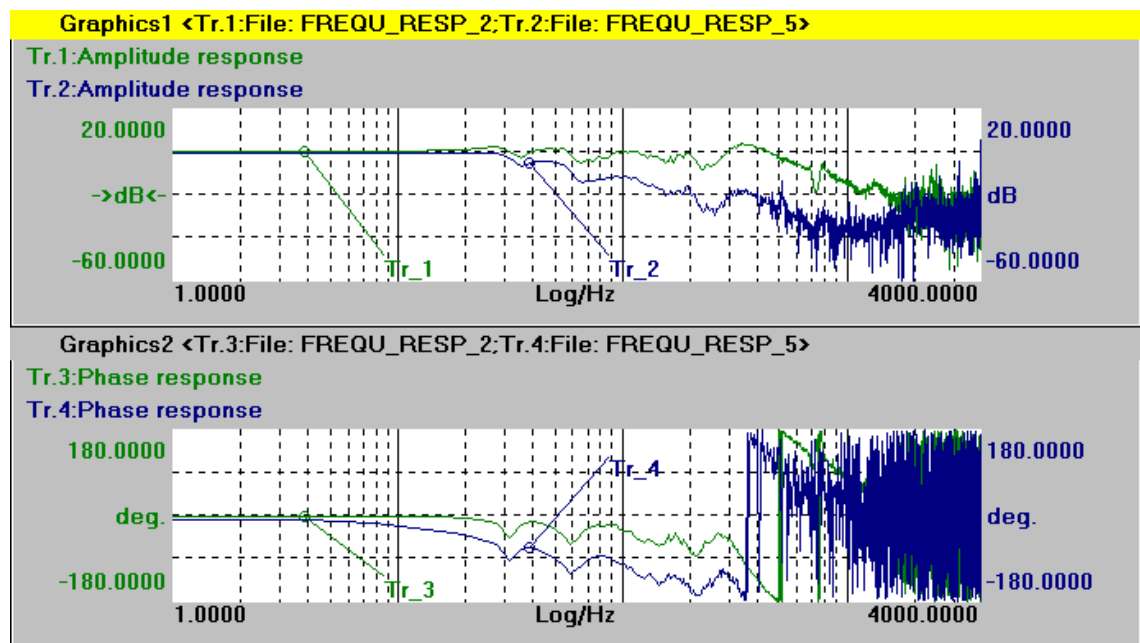


Frequ_Resp_2 (zelená):

1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	0

Frequ_Resp_5 (modrá):

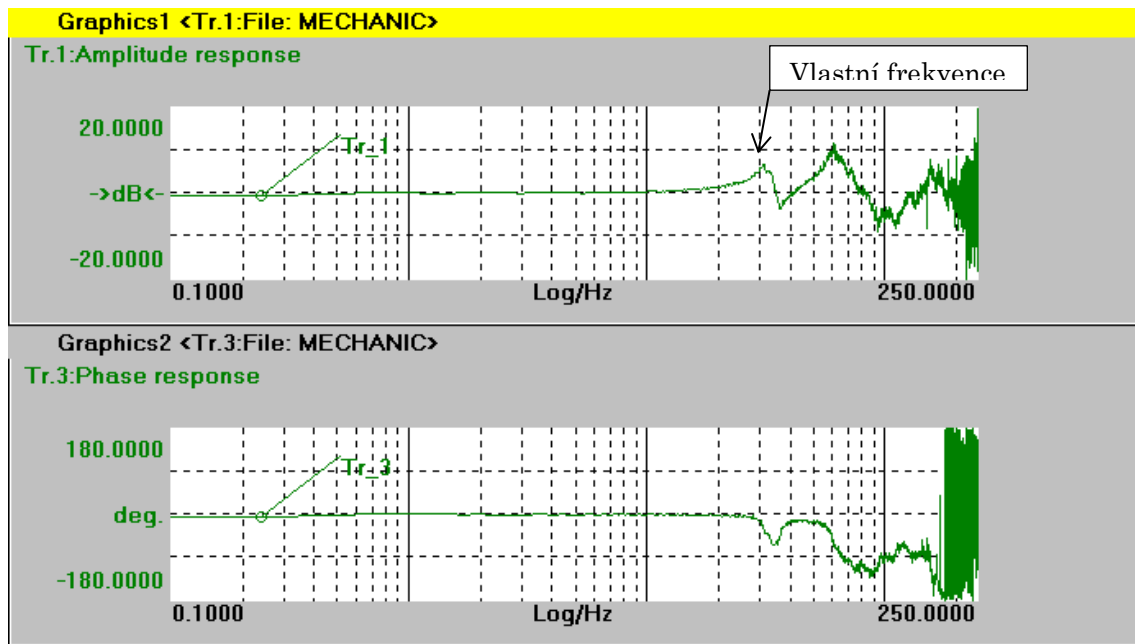
1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5.5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3.0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	0
1415	SPEEDCTRL_REF_MODEL_DAMPING	1.0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	1.0
1501	SPEED_FILTER_TYPE	200
1503	SPEED_FILTER_2_TIME	6



obr. 9.14 Porovnání nastavení [10]

Frekvenční odezva mechanického systému (Frequency response of the mechanic):

Pomocí tohoto měření se získá komplexní zhodnocení vlastností osy. V grafu je vykreslena přenosová funkce mezi rychlostí z přímého odměřování a rychlostí z motoru

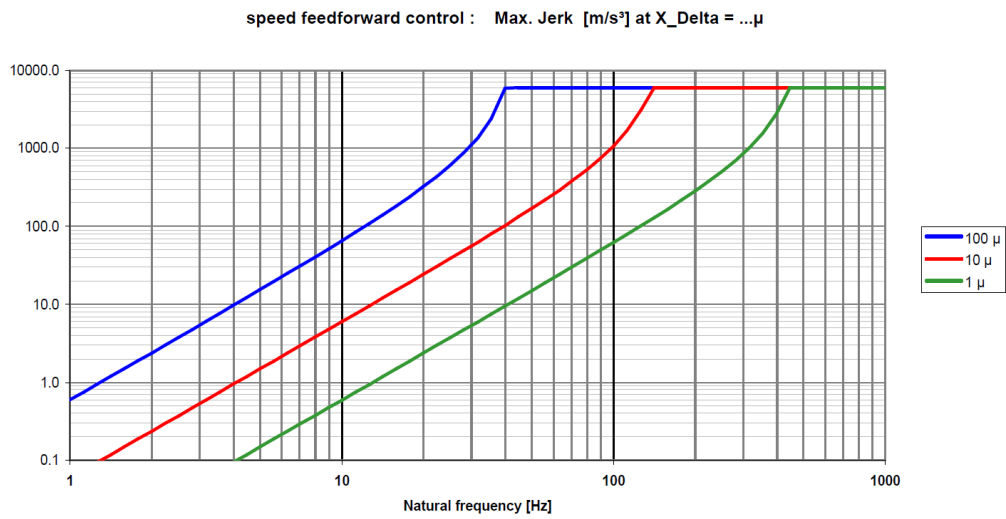


obr. 9.15 [10]

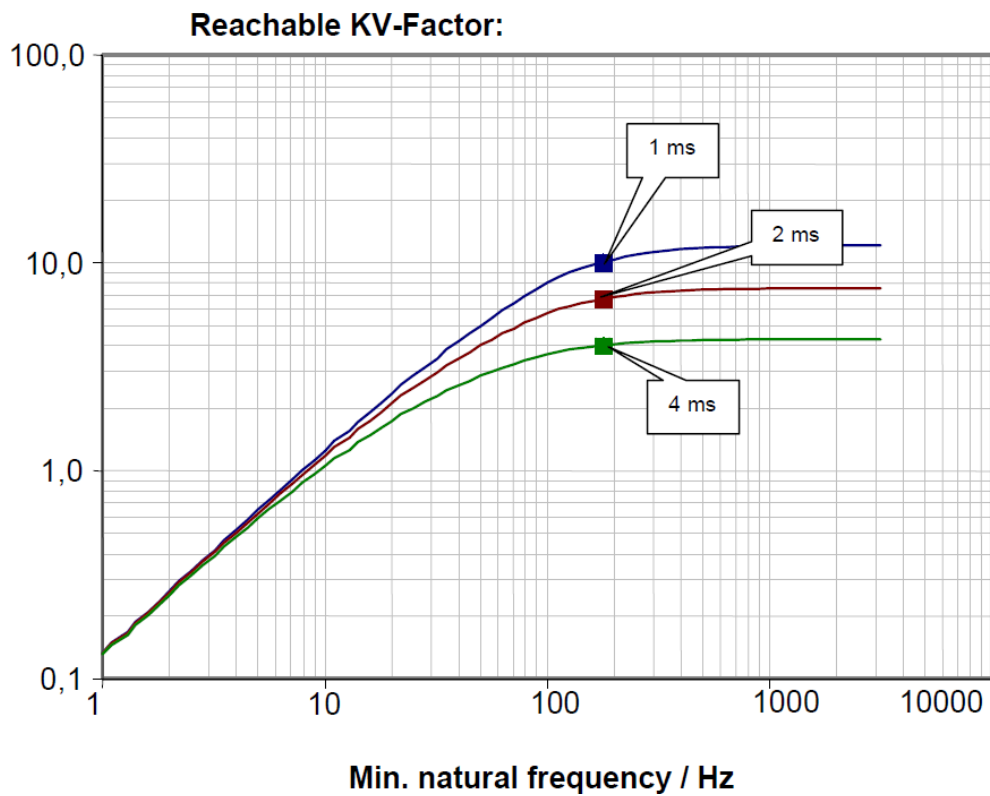
Čím dále je první pól (obvykle vlastní frekvence osy), tím lepších vlastností se může dosáhnout. První vlastní frekvence omezuje dynamiku osy: maximální K_v - zesílení polohové smyčky a zrychlení a maximální ryv (jerk).

REGULACE POLOHOVÉ SMYČKY

Podle první vlastní frekvence lze přibližně určit maximální ryv (jerk, obr. 9.16) a maximální zesílení polohové smyčky K_v (obr. 9.17).



obr. 9.16 Maximální ryv [10]



obr. 9.17 Maximální zesílení [10]

Je mnoho strojních konstant (MD), které se nastavují v prvotní konfiguraci a při prvním uvedení do provozu, které ovlivňují vlastnosti polohové regulace.

Strojní konstanty ovlivňující polohovou regulaci [10]:



10050	SYSCLOCK_CYCLE_TIME	0,001
10060	POSCTRL_SYSCLOCK_TIME_RATIO	1
10082	CTRL_OUT_LEAD_TIME	0,0

32640	STIFFNESS_CONTROL_ENABLE	0
32930	POSCTRL_OUT_FILTER_ENABLE	0
32940	POSCTRL_OUT_FILTER_TIME	0,0
32200	POSCTRL_GAIN	1,0

1500	NUM_SPEED_FILTERS	0
1501	SPEED_FILTER_TYPE	200
1503	SPEED_FILTER_2_TIME	2,400

Následující strojní konstanty mají vliv na frekvenční odezvu, ale nemají vliv na stabilitu polohové regulace. Proto musí být při optimalizaci deaktivovány:

32620	FFW_MODE	0
32900	DYN_MATCH_ENABLE	0
32910	DYN_MATCH_TIME	0,0005
32400	AX_JERK_ENABLE	0
32402	AX_JERK_MODE	1
32410	AX_JERK_TIME	0,0300

System, který je řízen polohovými regulacemi, se skládá ze tří po sobě jdoucích regulací a proto se násobí přenosová funkce rychlostního regulátoru s mechanikou systému.

Postup optimalizace polohového regulátoru:

- 1) Zesílení polohové regulace (K_v) se optimalizuje pomocí funkce “ref frequency respo”. Pokud je nezbytné může se přidat filtr (speed setpoint filter) k vyhlazení frekvenční charakteristiky.
- 2) Kontrola na překmit a stabilitu se provádí pomocí odezvy na skok polohy skrz funkci “servo trace” Funkce omezení ryvem se aktivuje za účelem vyhlazení odezvy zrychlení.
- 3) Test kruhové interpolace se provádí za účelem ověření přesnosti konturování v nejhorsím případě nastavení poloměru a posuvové rychlosti.



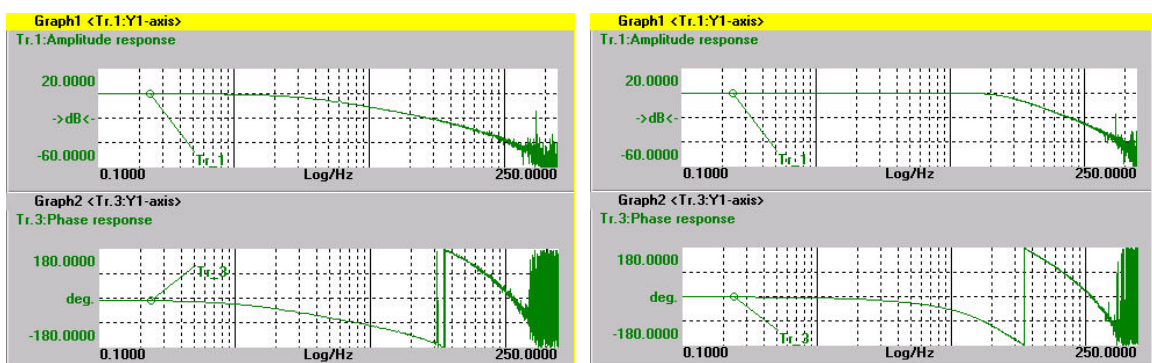
- 4) Po testu kruhové interpolace se znovu provede test “ref frequency respo”, aby se ujistilo, že zesílení nepřekročí 0 db.

Zesílení polohové regulace K_v (MD 32200) určuje odezvu regulátoru, čímž ovlivňuje výsledné chyby a přesnost konturování. Výchozí nastavení K_v je 1 a čím vyšší K_v se nastaví, tak se výsledná chyba úměrně sníží. Typické nastavení K_v je v rozmezí 1 až 10. Velikost K_v limituje první vlastní frekvence (obr. 9.7).

Pro přesné konturování by mělo být K_v stejné pro všechny interpolační osy. Nastavení nejhorší osy je tedy limitující pro ostatní osy a určuje výslednou dynamiku stroje. Jsou-li požadovány různá nastavení K_v napříč osami, je možné pomocí funkce “dynamic matching” vyrovnat rozdíly následných chyb mezi osami.

Dále se doporučuje se optimalizovat polohový regulátor s maximálním zatížením stolu [10]. V opačném případě by po přidání zátěže mohla nastat nestabilita a mohlo by docházet k nežádoucím překmitům polohy. Velikost K_v také závisí na typu odměřování (přímé x nepřímé).

Na následujících grafech na obr. 9.18 je znázorněn případ s nepřímým odměřováním. Vlevo je K_v malé a vpravo je optimalizované. Mechanické vlivy nemusí být vidět, když je použito nepřímé odměřování.



obr. 9.18 Nepřímé odměřování [10]

Použitím přímého odměřování se zahrnou do frekvenční odezvy všechny komponenty mezi hřídelí motoru a stolem. První vlastní frekvence



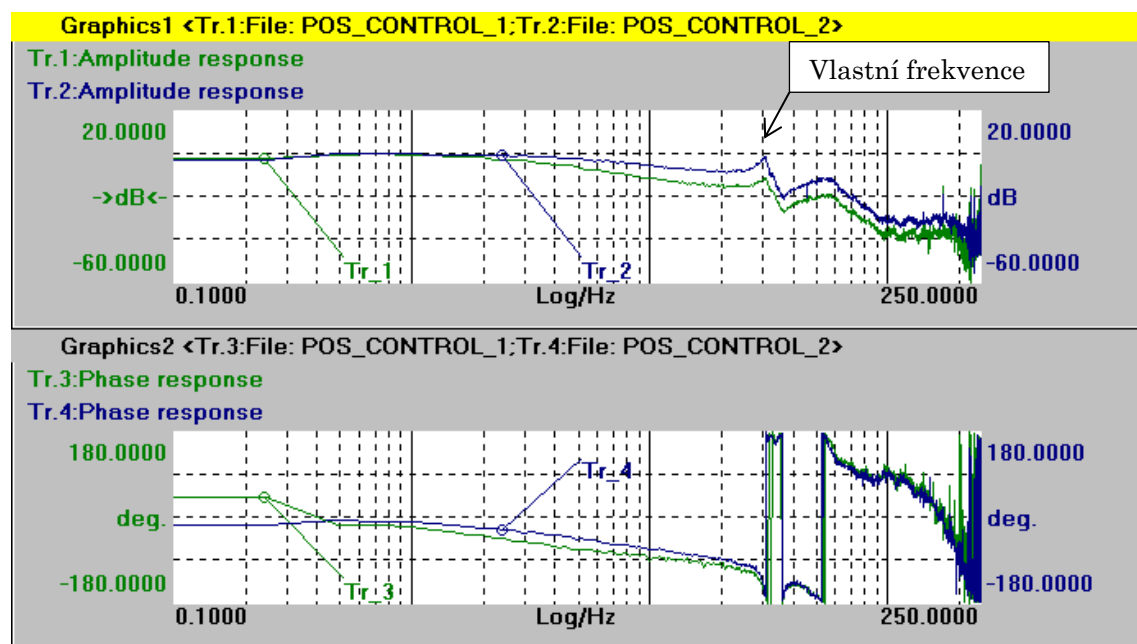
je limitují faktor pro maximální nastavení K_v . Vrchol (peak) okolo frekvence 30 Hz (vlastní frekvence) na obr. 9.19 nesmí překročit zesílení 0 dB. Tento vrchol může měnit frekvenci a amplitudu v závislosti na změně zatížení stolu. Maximální K_v se přibližně rovná desetíně první vlastní frekvence.

Pos_Control_1 (zelená):

32200 POS_CTRL_GAIN 1,0

Pos_Control_2 (modrá):

32200 POS_CTRL_GAIN 2,0



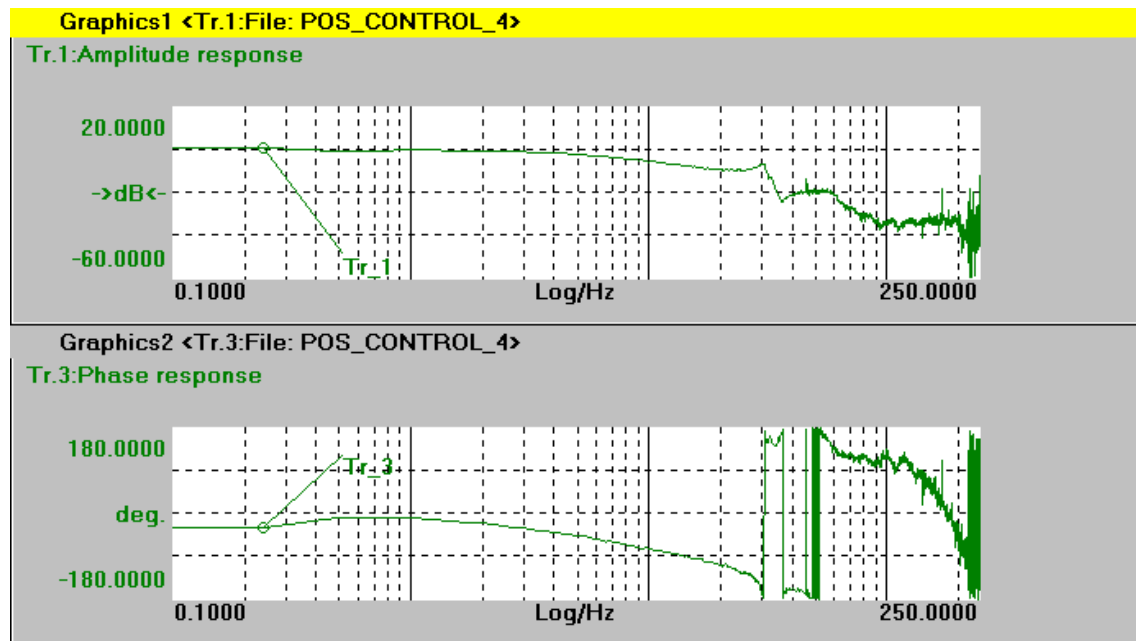
obr. 9.19 Porovnání nastavení zesílení [10]

Zařazením referenčního modelu (SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ) se vrchol na vlastní frekvenci utlumí (obr. 9.20) a může se nastavit vyšší zesílení K_v (obr. 9.21).

Pos_Control_4:



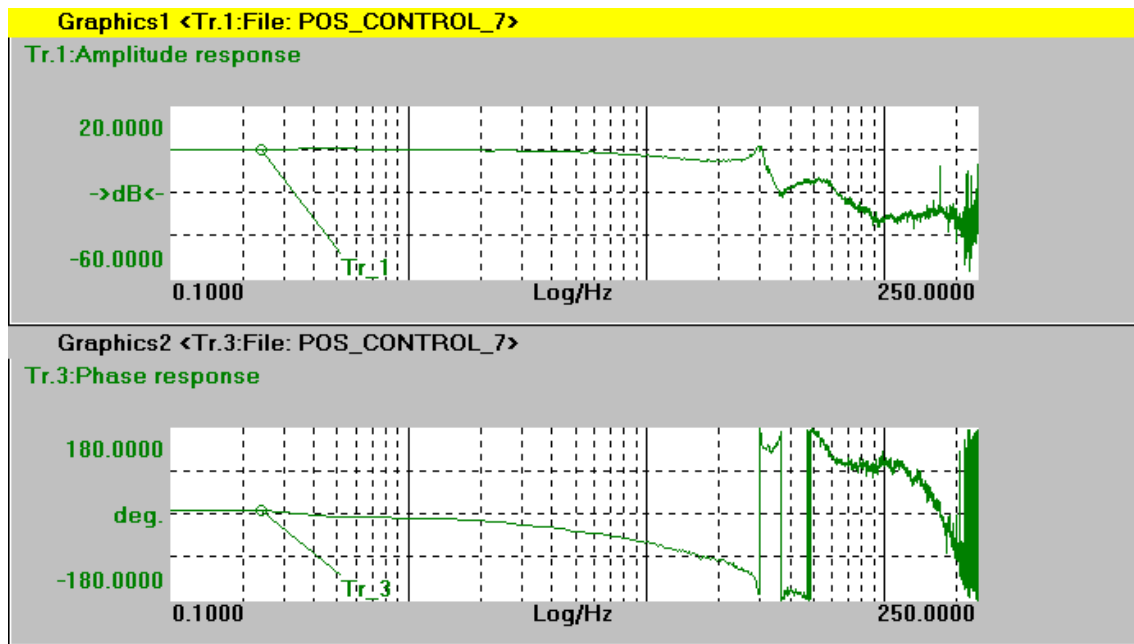
32200	POS_CTRL_GAIN	2,0
1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3,0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	150,0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	0



obr. 9.20 Zařazení referenčního modelu [10]

Pos_Control_7:

32200	POS_CTRL_GAIN	3,0
1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3,0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	150,0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	0

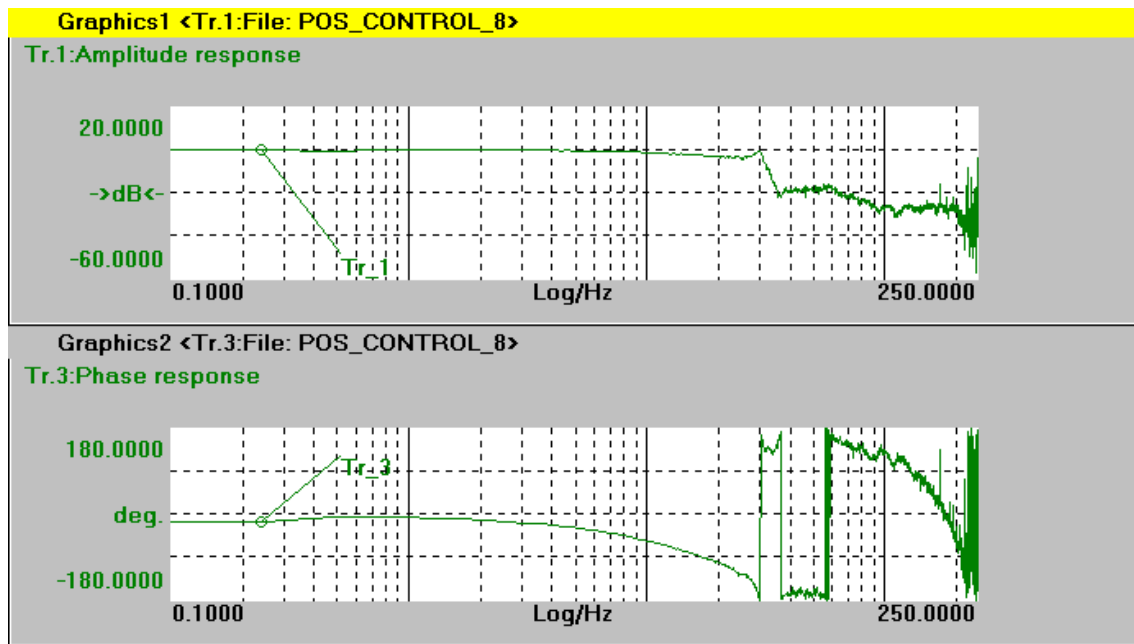


obr. 9.21 Vyšší zesílení [10]

Po vzájemné optimalizaci referenčního modelu a K_v se dosáhne téměř konstantního zesílení 0 dB (obr. 9.22):

Pos_Control_8:

32200	POS_CTRL_GAIN	3,8
1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3,0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	90,0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	0



obr. 9.22 Optimalizované zesílení s referenčním modelem [10]

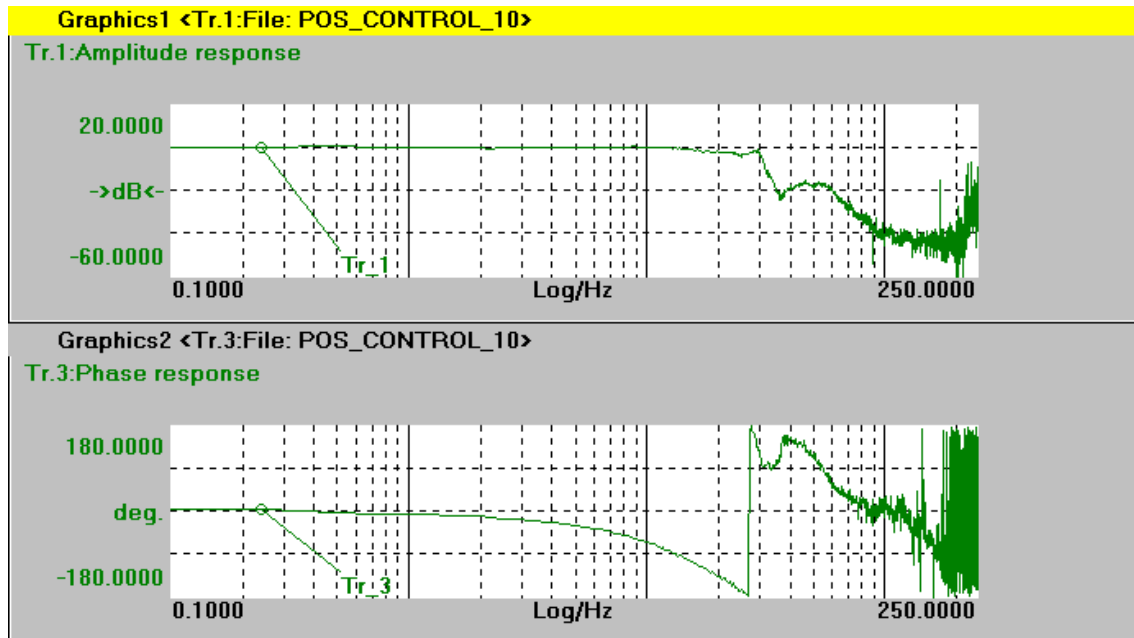
Optimalizace polohového regulátoru pomocí filtrů [10]:

Stejného efektu, jako má referenční model, se může dosáhnout pomocí filtrů rychlosti (speed filter). Časová konstanta (MD 1503) filtru by neměla být větší než 15 ms. Větší časová konstanta by negativně ovlivnila chování regulace, neboť by se mohly odfiltrovat požadované hodnoty polohy z „feedforward“, protože je zařazen před filtry. Podobného efektu lze dosáhnout také zařazením filtru polohy POCTRL_OUT_FILTER_ENABLE (MD 32930) a odpovídající časové konstantě POSVTRL_OUT_FILTER_TIME (MD 32940) avšak s výhodou, že tento filtr je typu dolní propust a nemá vliv na „feedforward“.

32200	POS_CTRL_GAIN	3,8
1407	SPEEDCTRL_GAIN_1	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3,0
1414	SPEEDCTRL_REF_MODEL_FREQ	0
1500	NUM_SPEED_FILTERS	2
1501	SPEED_FILTER_TYPE	200



1503	SPEED_FILTER_2_TIME	8,0
32930	POSCTRL_OUT_FILTER_ENABLE	0
32940	POSCTRL_OUT_FILTER_TIME	0,0



obr. 9.23 Zařazení filtrů [10]

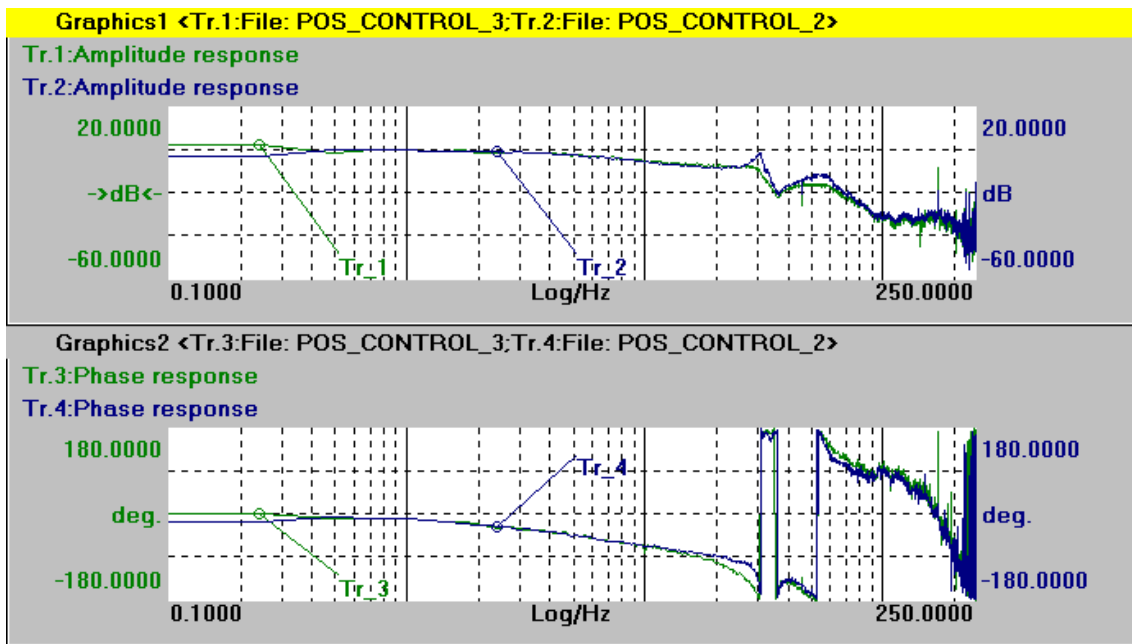
Podobné odezvy se může dosáhnout také zvýšením integrační konstanty rychlostního regulátoru T_n . Tím ale bude mít rychlostní regulátor pomalou odezvu, což má vliv např. na velikost chyb při změně kvadrantů.

Pos_Control_3 (zelená)

32200	POSCTRL_GAIN	2,0
1407	SPEEDCTRL_GAIN	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	10,0

Pos_Control_2 (modrá)

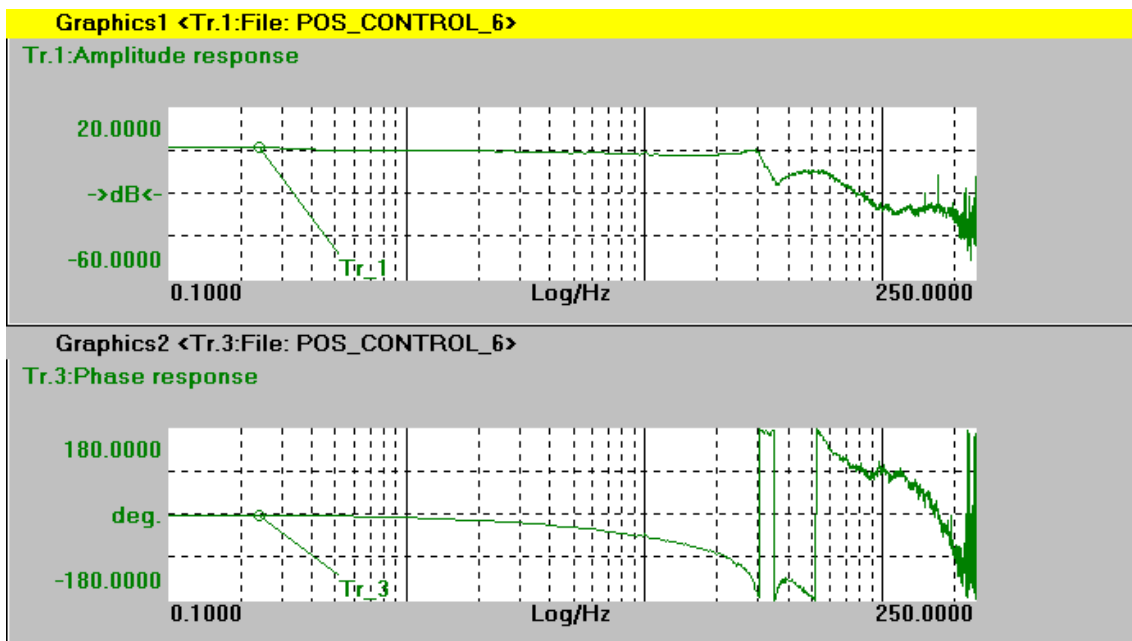
32200	POSCTRL_GAIN	2,0
1407	SPEEDCTRL_GAIN	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	3,0



obr. 9.24 porovnání vlivu integrační konstanty rychl. regulátoru [10]

Na obr. 9.24 je vidět, že při nastavení integrační konstanty rychlostního regulátoru MD 1409=10 se může zvýšit K_v , tak aby zesílení nepřekročilo 0 dB 0.

32200	POSCTRL_GAIN	3,8
1407	SPEEDCTRL_GAIN	5,5
1409	SPEEDCTRL_INTEGRATOR_TIME_1	10.0



obr. 9.25 Optimalizované zesílení [10]



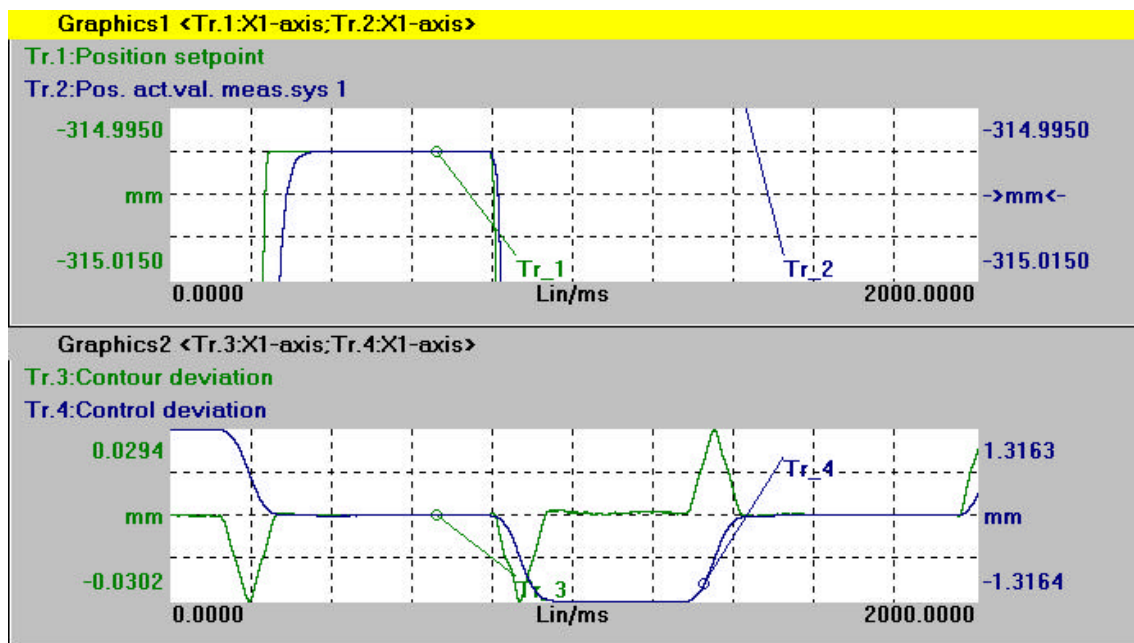
Kontrola nastavení odezvou na skok polohy:

S vypnutým „feedforwardem“ polohy (FFW Mode = 0) nesmí dojít k překmitu při jakýchkoliv rychlostech (obr. 9.26). Pokud je odezva polohového regulátoru pod nebo na hranici 0 dB až do frekvence, kdy fáze dosáhne -180° , můžeme vyloučit vliv nestability regulace na kmitání kolem požadované hodnoty. V případě, že skutečná poloha osciluje kolem požadované, tak se musí snížit maximální ryv (MD 32431, Max_Ax_Jerk). Přibližnou velikost ryvu lze zjistit podle grafu na obr. 9.16. Odezva na skok polohy by se měla kontrolovat při různých rychlostech.

32431

MAX_AX_JERK

80



obr. 9.26 Odezva na skok polohy [10]