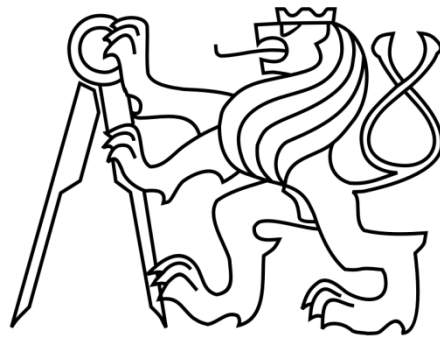


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY

Odbor mechaniky a mechatroniky



Diplomová práce

**Aktivní snižování vibrací rovinné struktury
pomocí rovinných piezoaktuátorů**

Praha, 2018

Radek Krejza

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Krejza** Jméno: **Radek** Osobní číslo: **419780**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Mechatronika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Aktivní snižování vibrací rovinné struktury pomocí rovinných piezoaktuátorů

Název diplomové práce anglicky:

Active suppression of planar structure vibrations using planar piezo-actuators

Pokyny pro vypracování:

- 1) Seznamte se s principy působení a modelováním rovinných piezoaktuátorů.
- 2) Seznamte se s metodami aktivního snižování vibrací pomocí piezoaktuátorů.
- 3) Vytvořte simulační model struktury s rovinnými piezoelektrickými aktuátory, senzory a regulátory.
- 4) Proveďte návrh a optimalizaci řízení pro aktivní snižování vibrací pomocí piezoaktuátorů.
- 5) Ověřte řízení pomocí simulačního modelu soustavy a částečně s pomocí experimentu.

Seznam doporučené literatury:

- W.K. Gawronski, Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures, Springer-Verlag New York, Inc., 2004.
A. Preumont, Vibration Control of Active Structures An Introduction, 2nd Edition, Solid Mechanics and its Application, Volume 96, Kluwer Academic Publishers, 2002.
M. Smrž, M. Valášek, Active Integral Vibration Control of Elastic Bodies, Applied and Computational Mechanics. 2008, 2(2), pp. 379-388.
P. Beneš, Z. Šika, M. Hromčík, R. Krejza, Cloth-like Structures with Distributed Active Damping In: Proceedings of the 8th ECCOMAS Thematic Conference on MULTIBODY DYNAMICS 2017, pp. 511-514.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D., odbor mechaniky a mechatroniky FS

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


Datum zadání diplomové práce: **31.10.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **18.01.2019**

Platnost zadání diplomové práce: _____


prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis dávkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

5.11.2018
Datum převzetí zadání

Krejza
Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Radek Krejza
Název diplomové práce:	Aktivní snižování vibrací rovinné struktury pomocí rovinných piezoaktuátorů
Anglický název:	Active suppression of planar structure vibrations using planar piezo-actuators
Akademický rok:	2018/2019
Obor studia:	Mechatronika
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Odbor Mechaniky a mechatroniky
Vedoucí práce:	Prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 61 Počet obrázků: 94 Počet příloh: 1

Klíčová slova: aktivní tlumení vibrací, piezoelektrické aktuátory a senzory, LQR, stavový pozorovatel

Keywords: active vibration suppression, piezoelectric actuators and sensors, LQR, state observer

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá aktivním tlumením vibrací tenkého vetknutého plechu. Vibrace jsou tlumeny pomocí do rastru rozmístěných piezoelektrických aktuátorů a senzorů. Jsou zde popsány přístupy k modelování poddajných soustav s piezoelektrickými prvky a přístupy pro aktivní snižování vibrací. Numerický model je vytvořen v softwaru ANSYS. Pro návrh řízení je použita metoda LQR se stavovým pozorovatelem, které je následně porovnáno s metodou H-infinity.

Abstract: This diploma thesis deals with the problem of active vibration suppression of thin cantilever sheet. The vibrations are suppressed using a piezoelectric actuators and sensors. There are described approaches of modelling of flexible structures with piezoelectric elements and approaches for active vibration reduction. The numerical, finite element model is created using the ANSYS software. This model is used to design LQR control with state observer, which is compared to H-infinity control.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu. 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

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Zbyňku Šikovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce, a odbornou pomoc při řešení. Dále děkuji Ing. Jiřímu Volechovi a Ing. Filipu Svobodovi za poskytnutou pomoc.

Obsah

Obsah.....	6
Úvod.....	7
1. Princip působení a modelování piezopatchů.....	9
1.1. Vlastnosti piezoelektrických materiálů.....	9
1.2. Konstitutivní rovnice piezoelektrického materiálu.....	10
1.3. Modelování soustavy s piezoelektrickými aktuátory a senzory.....	12
2. Metody aktivního snižování vibrací.....	14
2.1. Základní metody.....	14
2.1.1. Zpětnovazební řízení.....	14
2.1.2. Dopředné řízení.....	15
2.1.3. Kolokované řízení.....	16
2.2. Řízení aktivních struktur.....	17
2.2.1. Stavový popis.....	17
2.2.2. LQR (Linear Quadratic Regulator).....	19
2.2.3. Stavový pozorovatel (State Observer).....	21
3. Simulační model struktury.....	23
4. Návrh řízení.....	28
4.1. Návrh s požadavkem na minimální odezvu.....	29
4.1.1. Globální návrh řízení.....	29
4.1.2. Lokální návrh řízení.....	37
4.2. Návrh s ohledem k využití energie a vlastnostem systému.....	41
4.2.1. Návrh řízení a rozdíly vůči předchozímu.....	41
4.2.2. Návrh při použití nového modelu.....	44
5. Experiment.....	51
6. Zhodnocení výsledků.....	55
Závěr.....	56
Literatura.....	57

Úvod

Díky trendu dnešní doby, kdy je snaha o dosažení co nejnižší hmotnosti strojů vyvstávají problémy s tuhostí či nedostatečnou absorpcí nežádoucích vibrací. Ty mohou způsobovat poškození stroje či nekomfortní pracovní nebo využívané prostředí. Snaha řešit problémy s nedostatečným mechanickým tlumením při zachování co nejnižší hmotnosti vede zejména na aktivní metody snižování vibrací. Již existují různé koncepty, jež mají za účel poskytnout řešení pro dané problémy. Mezi tyto koncepty se řadí například využití principu mechatronické tuhosti, kde se tuhost aktivně zvyšuje [1], [2], aktivních hltičů s lineárními piezoaktuátory [3], nebo použití vláknově ovládaných mechanismů s optimalizací jejich řízení [4], [5]. Hlavním cílem práce je navrhnout strategii řízení akčních zásahů pro potlačení kmitání při použití kolokovaných aktuátorů a senzorů v podobě rovinných piezoplátů, a to jako součást projektu GAČR 16-21961S „Mechatronické struktury se silně distribuovanými aktuátory a senzory“. Tato práce zároveň navazuje na diplomovou práci od Ing. Jindřicha Karlíčka. [6]

Cíle práce

Popis požadovaných cílů práce s uvedením příslušné kapitoly, která jej řeší.

- Seznamte se s principy působení a modelováním rovinných piezoaktuátorů

Vlastnosti piezoelektrických materiálů jsou popsány v kapitole 1, sekci 1. V sekci druhé jsou uvedeny základní rovnice pro tyto materiály, které jsou dále rozděleny na rovnice pro aktuátory a senzory. Následně je zde uveden způsob modelování piezoelektrických aktuátorů a senzorů. Postup modelování je naznačen také v kapitole 3. při popisu soustavy.

- Seznamte se s metodami aktivního snižování vibrací pomocí piezoaktuátorů.

Metody aktivního řízení popisuje kapitola 2. Sekce 1. popisuje principy základních metod řízení, jako jsou zpětnovazebního řízení, přímé řízení a navíc je popsáno řízení kolokované kvůli použité soustavě. V sekci 2. jsou popsány použité metody návrhu počínaje základním popisem, v němž je model následně popsán, a použité LQR a stavový pozorovatel.

- Vytvořte simulační model struktury s rovinnými piezoelektrickými aktuátory, senzory a regulátory

Tento bod je reprezentován 3 kapitolou, kde je představena struktura modelu, na který bylo aplikované zpětnovazební řízení prostřednictvím metody LQR a stavový pozorovatel. Pro obě metody je uvedeno Simulinkové schéma, jež bylo použito.

- Proved'te návrh a optimalizaci řízení pro aktivní snižování vibrací pomocí piezoaktuátorů

V kapitole 4. jsou představeny různé varianty řízení za pomoci LQR metody a použití stavového pozorovatele. Pro tyto návrhy je uvedena strategie, rozložení použitých aktuátorů a senzorů, včetně umístění testovacího buzení a dosahované výsledky.

- Ověřte řízení pomocí simulačního modelu soustavy a částečně s pomocí experimentu.

Simulační ověření se nachází v kapitole 4. Výsledky experimentální části práce pro dříve představený model vetknutého nosníku jsou uvedeny v 5. kapitole.

- Analýza

Hodnocení výsledků zkoušených metod a návrhů a hodnocení experimentální části se nachází v pasáži zhodnocení výsledků.

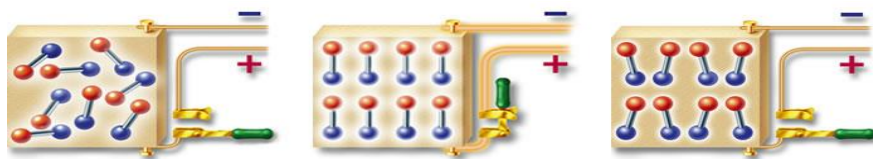
1. Princip působení a modelování piezopatchů

1.1. Vlastnosti piezoelektrických materiálů

Základem činnosti je piezoelektrický jev, který byl objeven v roce 1880 bratry Pierrem a Jacquesem Curie. Ti zjistili při stlačení krystalu turmalínu výskyt povrchového elektrického náboje. Tento efekt se nazývá přímý piezoelektrický jev a v podstatě se jedná o polarizaci látky tlakem. Zatímco přímý jev se dá využít pro snímání veličiny, nepřímá verze je základem pro piezoelektrické aktuátory, kde vnější elektrické pole ve směru polarizace vyvolává deformaci krystalu. Piezoelektrický jev obecně je anizotropní a objevuje se pouze v krystalech, jejichž buňky nemají elektrický střed symetrie. To nastává v případě některých keramických materiálů pod Curieovou teplotou. Při přesáhnutí této teploty dojde k narušení uspořádání vnitřních nábojů, což vede ke ztrátě piezoelektrických vlastností materiálu. [7] [8]

Piezoelektrické materiály se řadí do skupiny takzvaných „smart“ materiálů nebo multifunkčních materiálů, které mají schopnost značně reagovat na podněty různých fyzikálních podstat. Používají se hlavně dvě třídy piezoelektrických materiálů pro snižování vibrací a těmi jsou keramika a polymery. Piezopolymery se používají často jako senzory, a to zejména proto, že vyžadují vysoké napětí. Nejznámější zástupce piezopolymerů je PVDF (polyvinylidenfluorid).

Piezokeramický materiál se využívá jak pro aktuátory, tak i pro senzory a to ve velkém rozsahu frekvencí. Nejpoužívanější je PZT (olovo - zirkonát - titanát), jedná se o keramiku složenou ze smíšených krystalů zirkonátu olova (PbZrO_3) a titanátu olova (PbTiO_3) [7], [8]. Piezoelektrické vlastnosti musí být vyvolány polarizací, která se realizuje za pomoci silného stejnosměrného elektrického pole, díky kterému se elektrické dipóly vyrovnávají ve směru tohoto pole.



Obr. 1. Feroelektrická keramika před polarizací, během polarizace a po ní [8]

Obecné použití piezoelektrických materiálů zahrnuje řady technických aplikací a kromě zmíněných aplikací se využívají také jako oscilátory v elektrotechnice, pro jemné posuvy v optice nebo například pro zapalování zážehových spalovacích motorů či parkovací a nárazová čidla v automobilovém průmyslu.

1.2. Konstitutivní rovnice piezoelektrického materiálu

Konstitutivní vztahy popisují vztah mezi dvěma fyzikálními veličinami, které jsou specifické pro materiál nebo látku a přibližuje odezvu tohoto materiálu na vnější podněty, obvykle jako aplikované pole nebo síly.

Konstitutivní rovnice obecného piezoelektrického materiálu v tenzorovém značení podle [7] (kde $i, j, k, l=1,2,3$ a je použito Einsteinovo sumační konvence) jsou uvedeny v rovnicích (1-1) a (1-2).

$$T_{ij} = c_{ijkl}^E S_{kl} + e_{kij} E_k \quad (1-1)$$

$$D_i = e_{ikl} S_{kl} + \varepsilon_{ik}^S E_k \quad (1-2)$$

kde T_{ij} ... Cauchyho tenzor napětí [N/m²]
 S_{kl} ... tenzor přetvoření
 c_{ijkl}^E ... tenzor elastických konstant pod konstantním elektrickým polem
 e_{ikl} ... tenzor piezoelektrických konstant [C/m²]
 D_i ... tenzor elektrické indukce [C/m²]
 E_k ... tenzor intenzity elektrického pole [V/m]
 ε_{ik}^S ... tenzor dielektrických konstant pod konstantním napětím
 (relativní permitivita)

Nebo také mohou nabývat podoby

$$S_{ij} = s_{ijkl}^E T_{kl} + d_{kij} E_k \quad (1-3)$$

$$D_i = d_{ikl} T_{kl} + \varepsilon_{ik}^T E_k \quad (1-4)$$

d_{ikl} ... piezoelektrická konstanta [C/N²]
 s_{ijkl}^E ... tenzor poddajnosti pod konstantním elektrickým polem
 d_{kij} ... tenzor piezoelektrických konstant [C/N]
 ε_{ik}^T ... tenzor dielektrických konstant při konstantním přetvoření

Namísto tenzorového značení lze použít značení maticové, jenž vypadá pro aktuátory a senzory zvláště následovně, za předpokladu shodnosti souřadného systému s osami ortotropie materiálu a směrem polarizace shodujícím se směrem 3, tedy podle konvence značení os je osa „z“ shodná s osou polarizace. [7], [9]

Rovnice popisující piezoelektrické aktuátory

$$\begin{bmatrix} S_{11} \\ S_{22} \\ S_{33} \\ 2S_{23} \\ 2S_{31} \\ 2S_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{12} & s_{22} & s_{23} & 0 & 0 & 0 \\ s_{13} & s_{23} & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{31} \\ T_{12} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix}. \quad (1-5)$$

Rovnice popisující piezoelektrické senzory

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{31} \\ T_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (1-6)$$

Z těchto rovnic lze zjistit, že první část rovnice (1-5) za znaménkem rovnosti, tedy $\mathbf{s}^E \mathbf{T}$ reprezentuje pouze Hookův zákon pro lineární materiál. Člen $\mathbf{d}^T \mathbf{E}$ představuje elektromechanické vlastnosti, konkrétně přeměnu mechanické energie na elektrickou. V rovnici (1-6) člen $\boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{E}$ vyjadřuje elektrickou indukci a člen $\mathbf{d} \mathbf{T}$ přidává mechanické namáhání materiálu, tudíž také určuje elektromechanické vlastnosti.

Z rovnice (1-5) lze dále pozorovat, pro elektrické pole E_3 paralelní ke směru polarizace,

že prodloužení v tomto směru závisí na konstantě d_{33} . Obdobně smrštění v obou kolmých směrech na elektrické pole jsou řízeny konstantami d_{31} , resp. d_{32} . Pro piezokeramiku platí, že má v kolmé rovině na E_3 izotropní chování, tudíž $d_{31} = d_{32}$. Naopak pro piezopolymerů nastává situace, kdy je struktura značně anizotropní $d_{31} \sim 5d_{32}$. Dále lze pozorovat pro pole E_1 kolmému ke směru polarizace, že produkuje smykovou deformaci S_{13} , kontrolovanou piezoelektrickou konstantou d_{15} . Podobně S_{23} vyvolané polem E_2 je řízeno konstantou d_{24} . [7] [9]

1.3. Modelování soustavy s piezoelektrickými aktuátory a senzory.

V této kapitole bude popsán postup modelování soustavy s piezopatchema pomocí metody konečných prvků a to konkrétně v programu ANSYS, což je způsob, jež byl použit pro získání řízeného systému.

Pro toto modelování ANSYS nabízí řadu Application Customization Toolbox (ACT), která slouží pro snadnější implementaci některých postupů a nástrojů. Balíček zahrnuje mimo jiné i nástroj Piezo and MEMS, jenž byl použit. Tento doplněk zejména usnadňuje přiřazení a použití elementů s různými fyzikálními stupni volnosti. Kromě piezoelektrických jevů lze díky této nástavbě snáze modelovat i piezo-rezistivní, termo-elastické, termoelektrické nebo elektro-elastické jevy. [10]

Jako základní rovnice pro řešení strukturní analýzy soustavy kombinující mechanické a piezoelektrické prvky jsou v ANSYSu použity následující:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{v}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{v}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{uv} \\ \mathbf{K}_{vu} & \mathbf{K}_{vv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{q} \end{bmatrix}. \quad (1-7)$$

kde \mathbf{K}_{uu} ... matice strukturální tuhosti
 \mathbf{K}_{vv} ... matice dielektrické permitivity
 \mathbf{K}_{uv} ... matice piezoelektrického propojení ($\mathbf{K}_{vu} = \mathbf{K}_{uv}^T$),
 \mathbf{C}_{uu} ... matice strukturálního tlumení
 \mathbf{C}_{vv} ... matice dielektrické disipace
 \mathbf{M}_{uu} ... matice hmotnost
 \mathbf{f} ... vektor sil
 \mathbf{q} ... vektor elektrického zatížení
 \mathbf{u} ... vektor polohy
 \mathbf{v} ... vektor napětí

S ohledem k modelované soustavě je potřeba modifikovat rovnici (1-7), tak aby piezopatche mohly pracovat ve dvou módech jako senzory nebo aktuátory. Aktuátory jsou značeny indexem i a senzory indexem o. Pak maticová interpretace soustavy nabývá následující podoby, pro matici \mathbf{C} rovnou nule

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{v}}_i \\ \ddot{\mathbf{v}}_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{ui} & \mathbf{K}_{uo} \\ \mathbf{K}_{iu} & \mathbf{K}_{ii} & \mathbf{K}_{io} \\ \mathbf{K}_{ou} & \mathbf{K}_{oi} & \mathbf{K}_{oo} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{v}_i \\ \mathbf{v}_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{q}_i \\ \mathbf{q}_o \end{bmatrix}. \quad (1-8)$$

Po přepisu (1-8)(1-9) na tři rovnice a vzájemném dosazení dostáváme rovnici

$$\mathbf{M}_{uu}\ddot{\mathbf{u}} + [\mathbf{K}_{uu} - \mathbf{K}_{uo}\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{ou}]\mathbf{u} = [\mathbf{K}_{uo}\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{oi} - \mathbf{K}_{ui}]\mathbf{v}_i + \mathbf{f}. \quad (1-9)$$

Rovnice (1-9) popisuje chování systému složeného, jak ze strukturální části, tak z elektromechanické. V tomto případě má takový systém několik desítek tisíc stupňů volnosti, proto je potřeba vzhledem k požadavkům následného řízení a optimalizace redukovat jejich počet a až následně sestavit stavový popis. [10] [11]

V tomto případě byla použita modální redukce založena na základě výběru vlastních módů \mathbf{V} . Transformace z fyzických souřadnic do modálních byla provedena pomocí vztahů

$$\mathbf{u} = \mathbf{V}\xi, \quad \dot{\mathbf{u}} = \mathbf{V}\dot{\xi}, \quad (1-10)$$

z čehož plyne podoba rovnice (1-9) po úpravě

$$\mathbf{I}\ddot{\xi} + \mathbf{\Delta}\dot{\xi} + \mathbf{\Lambda}\xi = \mathbf{V}^T[\mathbf{K}_{uo}\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{oi} - \mathbf{K}_{ui}]\mathbf{v}_i + \mathbf{V}^T\mathbf{f}, \quad (1-11)$$

kde \mathbf{I} ... jednotková matice

$\mathbf{\Lambda}$... spektrální matice $\mathbf{\Lambda} = \mathbf{\Omega}^2$

$\mathbf{\Delta}$... matice tlumení

Matice tlumení je diagonální matice se strukturou dle rovnice (1-12), kde b_{r_i} je relativní útlum, pro danou frekvenci Ω_i .

$$\mathbf{\Delta} = \text{diag}(2b_{r_i}\Omega_i). \quad (1-12)$$

Výsledný stavový popis se stavy \mathbf{z} má tedy formu:

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{z}}_1 \\ \dot{\mathbf{z}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{\Lambda} & -\mathbf{\Delta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1 \\ \mathbf{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{V}^T & \mathbf{V}^T[\mathbf{K}_{uo}\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{oi} - \mathbf{K}_{ui}] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{v}_i \end{bmatrix}, \quad (1-13)$$

a odpovídající výstupy \mathbf{y} jsou:

$$[\mathbf{y}] = [-\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{ou}\mathbf{V} \quad \mathbf{0}] \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1 \\ \mathbf{z}_2 \end{bmatrix} + [\mathbf{0} \quad -\mathbf{K}_{oo}^{-1}\mathbf{K}_{oi}] \begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{v}_i \end{bmatrix}. \quad (1-14)$$

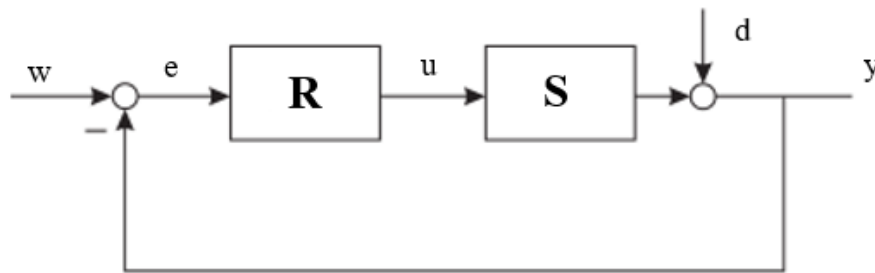
2. Metody aktivního snižování vibrací

2.1. Základní metody

Základní rozdělení metod použitelných pro aktivní tlumení vibrací zahrnuje dvě kategorie a to přímé (dopředné) a zpětnovazební řízení. Druhé zmíněné bude jako jediné použito v této práci, a to z důvodu struktury simulačního modelu.

2.1.1. Zpětnovazební řízení

Princip zpětnovazebního řízení je zobrazen na Obr. 2. Výstup systému y je porovnán s referenčním signálem, přičemž jejich výsledek po odečtení nabývá významu chyby $e=w-y$, která vstupuje do regulátoru R . Výstup z regulátoru je zároveň vstup pro vlastní systém. Návrh R musí zabezpečit stabilní chování uzavřeného systému. [12] [13]



Obr. 2. Princip zpětnovazebního řízení se zápornou zpětnou vazbou
Cíle aktivního tlumení pomocí zpětné vazby je redukce rezonančních vrcholů struktury. Z přenosu mezi výstupy y a poruchou d , který má formu

$$\frac{y(s)}{d(s)} = \frac{1}{1 + RS'} \quad (2-1)$$

plyne podmínka $RS \gg 1$ blízko rezonancí. Avšak cíl řízení může být ambicióznější, a to požadavkem na chtěné hodnoty výstupů y . Přenos mezi výstupem y a referencí w má formu

$$F(s) = \frac{y(s)}{w(s)} = \frac{RS}{1 + RS'} \quad (2-2)$$

z které můžeme vyvodit závěr, že aby $y \cong w$ musí platit nezbytně $RS \gg 1$. K tomuto nutně potřebujeme model systému S . Čím menší řád má řízený systém,

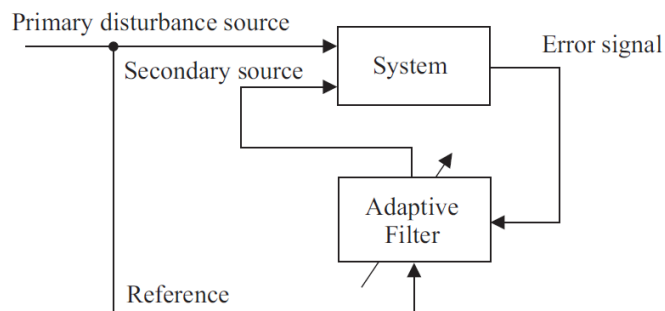
tím jednodušší je návrh regulátoru. Pro jeho návrh existuje řada přístupů a některé z nich mají společné rysy. Těmi jsou:

- Frekvenční rozsah modelu ω_c řízeného systému je limitována přesností modelu. V tom je vždy nějaká nestabilita mimo rozsah ω_c .
- Při snaze omezit rušení uvnitř ω_c vždy vede k podpoření rušení mimo tuto oblast.
- Při diskretním systému je zapotřebí vždy nastavit vzorkovací periodu ω_s větší minimálně o dva řády oproti systému spojitému.

Na principu zpětnovazebního řízení budou pracovat použité metody v tomto textu (LQR, pozorovatel). [12] [13] [14]

2.1.2. Dopředné řízení

Když známe vstupní signál korelující se signálem rušení, je možné použít dopřednou vazbu jako adaptivní filtraci. Princip je zobrazen na Obr. 3. Metoda závisí na dostupnosti referenčního signálu korelovaného s primárním rušením. Tento signál prochází adaptivním filtrem a následně vstupuje do systému. Filtr je nastaven tak, aby chyba signálu v kritických bodech byla minimalizována. Problém této metody může nastat v oblasti, pro kterou nebyl filtr nastaven, zde může nastat zesílení chyby. Tím pádem se jedná o metodu lokální, která má však mnoho jiných výhod. Lze použít široké frekvenční pásmo, není potřeba model soustavy. [12]



Obr. 3. Princip dopředného řízení [12]

Nevýhodou přímého řízení je mimo lokálního použití také potřeba reference a potřeba velkého množství výpočtů v reálném čase.

2.1.3. Kolokované řízení

Kolokované řízení se řadí pod řízení disipativní, konkrétně je to jeho speciální případ. Jedná se o řízení, kde se pár aktuátor-senzor nachází na stejném místě a působí na též stupeň volnosti. To však není jediná podmínka pro kolokované řízení, dále je potřeba, aby tento pár byl duální. To znamená, aby si senzor a aktuátor odpovídali ve smyslu stylu působení a snímání. Tedy pro silový aktuátor je potřeba senzor měřící posuv, rychlost nebo zrychlení, zatímco pro aktuátor působící na soustavu silovým momente je potřeba sloučit se senzorem měřícím natočení nebo úhlovou rychlost, zrychlení. Tudíž součin signálu obou částí páru reprezentuje výměnu energie mezi soustavou a řídicím systémem. Nejpřímější přístup k návrhu je implementace proporcionálního regulátoru mezi vstup a výstup. [15]

Uvažme stavový popis systému s maticemi A , B , C se stejným počtem stupňů výstupů. Pak kvůli disipativnosti musí platit následující vztah pro matici Q

$$A^T P + P A = -Q^T Q, \quad (2-3)$$

$$B^T P = C, \quad (2-4)$$

a kde P je symetricky pozitivně definitní matice. Když $Q^T Q$ pozitivně definitní, pak je systém čistě disipativní.

Podmínka pro kolokované řízení má formu (podle ní volíme Q)

$$Q = (-A - A^T)^{\frac{1}{2}}, \quad (2-5)$$

Z této podmínky plynou vztahy

$$P = I, \quad (2-6)$$

$$B = C^T \quad (2-7)$$

Pokud jsou splněny podmínky pro kolokované řízení, a tím pádem i pro řízení disipativní, má takový systém zaručenou stabilitu pro libovolnou zpětnovazební regulaci. [12] [15] [16]

2.2. Řízení aktivních struktur

V této kapitole budou představeny metody, které se dají použít pro aktivní snižování vibrací. A bude popsán stavový popis, který je zásadní z hlediska využitého simulačního systému.

2.2.1. Stavový popis

Stavový popis je jednou z možností matematického popisu modelu. Na rozdíl však od popisu pomocí přenosové funkce, impulzních, přechodových či frekvenčních charakteristik nebo diferenciálních rovnic se jedná o popis vnitřní, což umožňuje sledovat stavy systému, tedy vnitřních relací. Tento popis je dále vhodný pro návrh MIMO systémů (multiple input multiple output), a mimo jiné tento návrh oproti výše uvedeným popisům zjednodušuje. [17]

Stavový popis spojitého systému představuje soustavu obyčejných diferenciálních rovnic prvního řádu v kombinaci s algebraickými rovnicemi. Tyto rovnice jsou uvedené v základní formě pro lineární systém s nulovými počátečními podmínkami. [18]

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= a_{11}x_1(t) + \dots + a_{1n}x_n(t) + b_{11}u_1(t) + \dots + b_{1m}u_m(t) \\ \dot{x}_2 &= a_{21}x_1(t) + \dots + a_{2n}x_n(t) + b_{21}u_1(t) + \dots + b_{2m}u_m(t) \\ &\vdots\end{aligned}\tag{2-8}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_n &= a_{n1}x_1(t) + \dots + a_{nn}x_n(t) + b_{n1}u_1(t) + \dots + b_{nm}u_m(t) \\ y_1 &= c_{11}x_1(t) + \dots + c_{1n}x_n(t) + d_{11}u_1(t) + \dots + d_{1m}u_m(t) \\ y_2 &= c_{21}x_1(t) + \dots + c_{2n}x_n(t) + d_{21}u_1(t) + \dots + d_{2m}u_m(t) \\ &\vdots\end{aligned}\tag{2-9}$$

$$y_r = c_{r1}x_1(t) + \dots + c_{rn}x_n(t) + d_{r1}u_1(t) + \dots + d_{rm}u_m(t)$$

V maticovém vyjádření pak tyto rovnice nabývají kompaktního tvaru

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu},\tag{2-10}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du},\tag{2-11}$$

Význam použitých symbolů je následující:

A ... matice $n \times n$ vnitřních vazeb systému (systémová matice)

B ... matice vazeb systému na vstup $n \times m$ (vstupní matice)

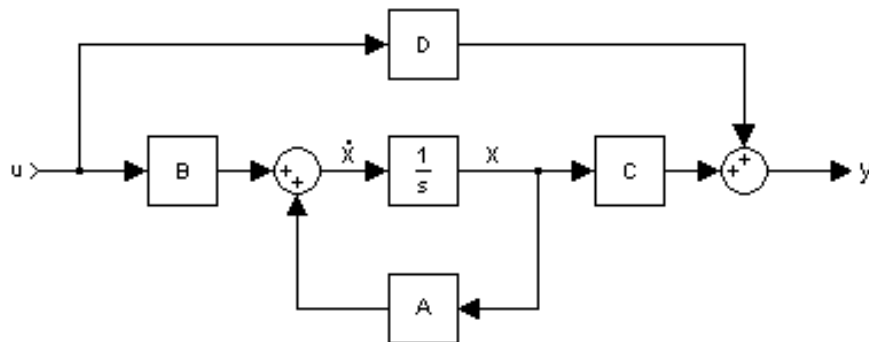
C ... matice vazeb výstup-stav $r \times n$ (výstupní matice)

D ... matice přímé vazby mezi vstupem a výstupem $r \times m$

u ... vektor vstupů

y ... vektor výstupů

x ... stavový vektor



Obr. 4. Schéma stavového popisu

Stabilitu systému určíme dle polohy pólů, které získáme výpočtem determinantu

$$(Is - A)X(s) = 0 \rightarrow |Is - A| = 0, \quad (2-12)$$

Který je získán po aplikaci Laplaceovy transformace s nulovými počátečními podmínkami, tudíž s představuje Laplaceův operátor.

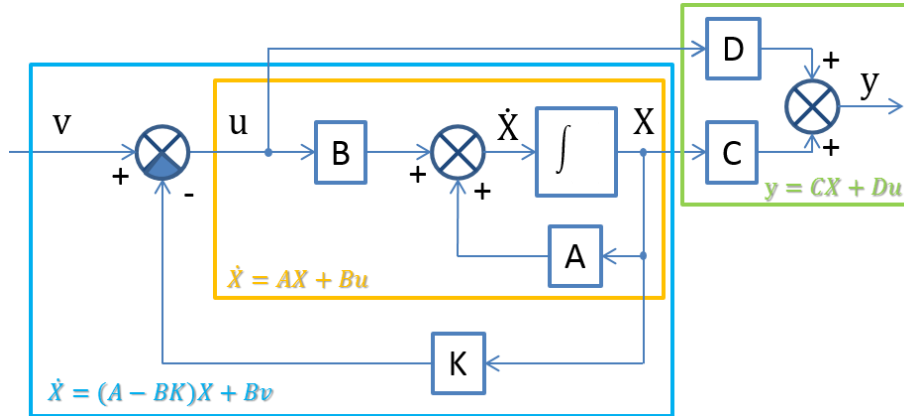
Platí, že systém je stabilní pouze tehdy, pokud reálná část u všech pólů s_i nabývá záporných hodnot. Pokud nastane případ, kdy imaginární složka všech pólů je nulová, představuje to stabilní nekmitavý systém. [18]

Pro ovlivnění polohy pólů a tím stability se často využívá zpětnovazební stavové regulace, díky které za podmínky říditelnosti systému můžeme umístit póly libovolně pomocí matice K . Ta představuje vazbu mezi vstupy systému a stavy následujícím způsobem

$$u = -Kx. \quad (2-13)$$

Tudíž stabilita systému již není zjišťována pouze z matice A , nýbrž z $A - BK$ a tím pádem jsou póly počítány z determinantu ve tvaru

$$|Is - (A - BK)| = 0 \quad (2-14)$$



Obr. 5. Schéma pro stavovou zpětnou vazbu [19]

V případě složitějších MIMO systémů lze využít pro návrh stavového regulátoru metodu LQR, která je popsána v kapitole 2.2.2.

2.2.2. LQR (Linear Quadratic Regulator)

Jak již bylo zmíněno, metoda LQR se využívá pro návrh stavového regulátoru i u složitějších MIMO soustav. Jedná se o metodu návrhu, kde zpětnovazební matice K (která je hledána) minimalizuje integrální váhové kritérium optimality

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt. \quad (2-15)$$

Pro volbu penalizačních matic Q a R platí následující podmínky:

- Q musí být pozitivně semidefinitní, tzn. pro každé x platí $x^T Q x \geq 0$, kde $x^T Q x$ zohledňuje jednotlivé stavy a představuje energii řízených výstupů systému. Lze tím upravit rychlost požadovaného náběhu nebo dobu ustálení na chtěné hodnotě.
- R musí být pozitivně definitní, tzn. pro každé u platí $u^T R u > 0$, kde $u^T R u$ zohledňuje jednotlivé akční zásahy a představuje energii řídicího systému.

Matice se velice často volí diagonální metodou odhadu, ale existují i pravidla, k přibližnému odhadu těchto vah. Jedním takovým je Brysonovo pravidlo,

jež udává volbu na základě maximálních přípustných hodnot akčních zásahů a stavů v podobě

$$q_{ii} = \frac{1}{\max(x_{ii}^2)} \quad (2-16)$$

$$r_{ii} = \frac{1}{\max(u_{ii}^2)} \quad (2-17)$$

Lze použít i jiného přístupu a využít vztahu $\mathbf{Q} = \mathbf{C}^T \mathbf{Q}_y \mathbf{C}$, tím pádem pro penalizaci zohledňují všechny výstupy s tím, že maticí \mathbf{Q}_y dále mohou ovlivnit míru penalizace určitých stavů.

Vazbu mezi integrálním kritériem a maticí \mathbf{K} dostáváme za předpokladu, že existuje takové \mathbf{P} , pro které platí

$$\frac{d}{dt} (\mathbf{x}^T \mathbf{P} \mathbf{x}) = -\mathbf{x}^T (\mathbf{Q} + \mathbf{K}^T \mathbf{R} \mathbf{K}) \mathbf{x}. \quad (2-18)$$

Derivací a dosazením vztahu $\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}) \mathbf{x}$ získáme maticovou kvadratickou rovnici

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{Q} - \mathbf{K}^T \mathbf{R} \mathbf{K} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{K} - \mathbf{K}^T \mathbf{B}^T \mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (2-19)$$

Pak zvolíme vztah pro \mathbf{K}

$$\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}, \quad (2-20)$$

kde \mathbf{P} nalézáme pomocí řešení algebraické Riccatiho rovnice

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{Q} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} = \mathbf{0}. \quad (2-21)$$

V programu MATLAB je pro výpočet zpětnovazební matice \mathbf{K} použit příkaz

$$\mathbf{K} = \text{lqr}(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{Q}, \mathbf{R}),$$

pro který je zásadní správný návrh penalizačních matic s ohledem na chtěné výstupy. [20]

2.2.3. Stavový pozorovatel (State Observer)

U stavové zpětné vazby se předpokládá, že vektor stavů je známý pro každý časový okamžik. To v praxi není možné vždy, vyžadovalo by to kolikrát velký počet senzorů nebo to vůbec není realizovatelné z fyzikálního hlediska. Z toho důvodu je třeba často použít stavový pozorovatel, který rekonstruuje stavy z modelu systému. K tomu potřebujeme linearizovaný model ve tvaru A, B, C, D .

Nejpoužívanějším pozorovatelem pro systém v uzavřené smyčce je tzv. Leunbergerův pozorovatel, jehož rovnice vypadá následovně

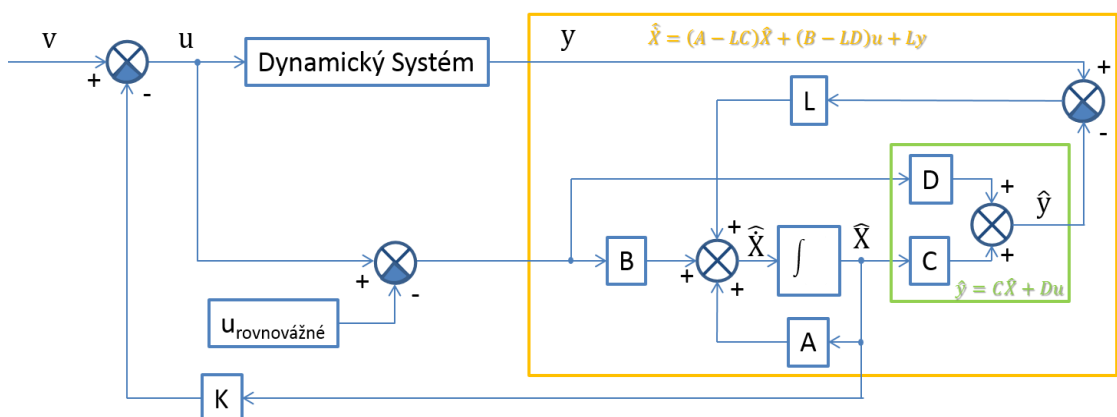
$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}). \quad (2-22)$$

Ten pro korekci výpočtu stavů využívá porovnání výstupu systému y a výstupu z pozorovatele $\hat{y} = C\hat{x}$ se zesílením L . Za předpokladu, že $D=0$. Když pro chybu platí vztah $e = x - \hat{x}$, tak dostáváme vztah

$$\dot{e} = Ae + LC(x - \hat{x}) = (A - LC)e. \quad (2-23)$$

Díky tomu, když $A - LC$ je stabilní, pak jde chyba e exponenciálně k nule, přičemž je vidět, že chyba nezávisí na řídicím signálu u .

Pro návrh stavového pozorovatele se stavovou zpětnou vazbou se využívá princip separace, kde vlastní čísla kompletního systému pak dostaneme sjednocením vlastních systému se stavovou zpětnou vazbou $eig(A - BK)$ a vlastních čísel pozorovatele $eig(A - LC)$.



Obr. 6. Schéma stavové zpětné vazby se stavovým pozorovatelem s vyznačenými bloky, příslušící uvedeným rovnicím [19]

Nastavení pólů soustavy by mělo splňovat zásadu, aby póly pozorovatele byli 2x až 6x rychlejší, než póly stavové zpětné vazby. K tomu využijeme v MATLABU buď stejný přístup jako při návrhu \mathbf{K} , jen v podobě

$$\mathbf{L} = \text{lqr}(\mathbf{A}', \mathbf{C}', \mathbf{Q}, \mathbf{R})'.$$

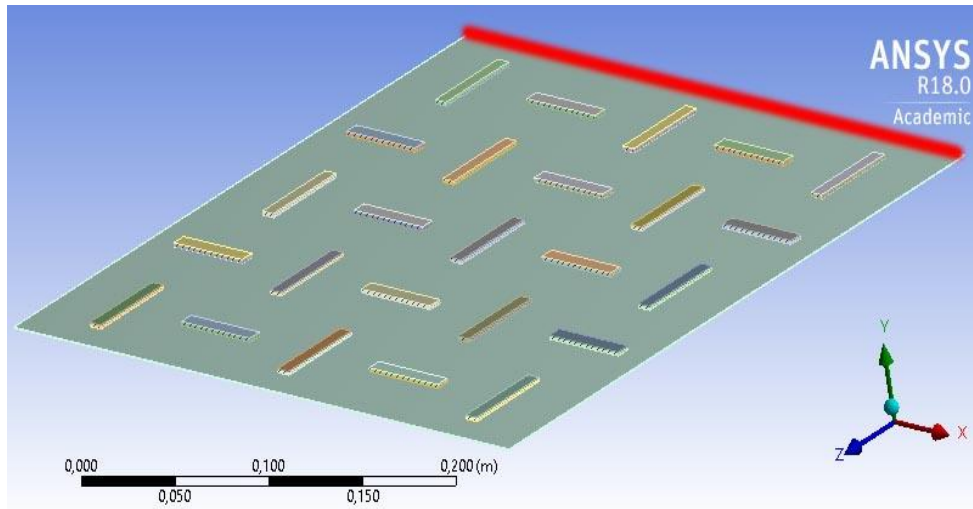
S tím, že další posuv pólů lze realizovat pomocí penalizace matice $\mathbf{A}_{new} = \mathbf{A} + \alpha \mathbf{I}$.
Nebo další možnosti máme v podobě příkazu

$$\mathbf{L} = \text{place}(\mathbf{A}, \mathbf{C}, \mathbf{p}),$$

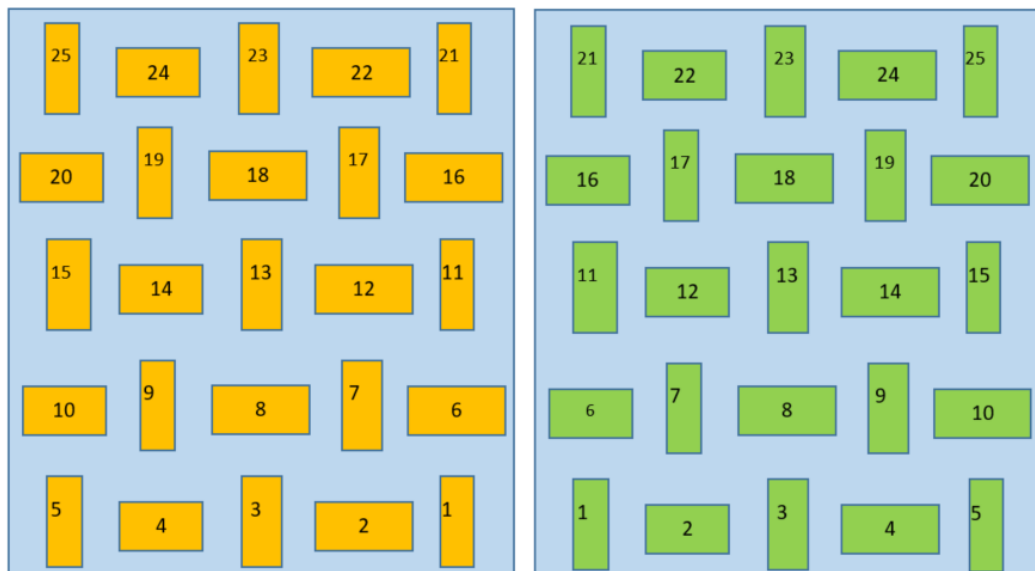
kde \mathbf{p} představuje chtěné umístění pólů soustavy s pozorovatelem. [12] [20]

3. Simulační model struktury

Jedná se o model ocelové desky modelovaný v baličce ANSYS workbench, vetknutou za jednu její hranu (viz červená čára na Obr. 7. Deska má na dolní straně 25 piezopatchů, které působí jako senzory a kolokovaně na horní straně stejný počet zastávající funkci aktuátorů. Na Obr. 8 je zobrazeno rozložení a číslování aktuátorů (nalevo) a senzorů (napravo).

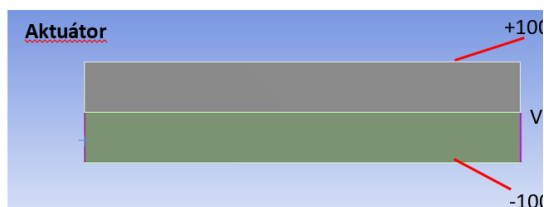


Obr. 7. Model sestavený v ANSYSu

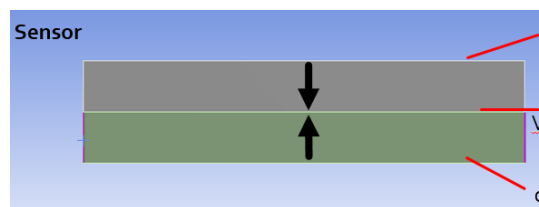


Obr. 8. Pozice, orientace a číslování jednotlivých piezopatchů. Vlevo oranžově aktuátory, vpravo zeleně senzory

Způsob modelování jednotlivých piezopatchů je zobrazený na Obr. 9, Obr. 10. Jejich rozměry a vlastnosti byly vloženy dle parametrů výrobce a to pro patche Noliac CMBP06. Základní z těchto parametrů je délka 32 mm, šířka 7.8 mm, výška 1.8 mm, maximální posuv $\pm 210 \mu\text{m}$, operativní napětí maximálně 200V a maximální síla 4,3 N, další parametry viz [21].



Obr. 9. Model aktuátoru v ANSYSu



Obr. 10. Model senzoru v ANSYSu

Pro popis vlastností použitých piezoelektrických materiálů se používají konstitutivní rovnice uvedené v kapitole 1.2 a rovnice (3-1) a (3-2).

$$[\varepsilon]^S = [\varepsilon]^T - [d]^t [s^E]^{-1} [d] \quad (3-1)$$

$$[e] = [s^E]^{-1} [d] \quad (3-2)$$

V těchto rovnicích se nacházejí parametry, jež se dále zadávají do prostředí ANSYSu a mají hodnoty uvedené na Obr. 11:

Details of "Piezoelectric Body_Act"	
Geometry	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Bodies
Definition	
Material Definition	Simplified
Polarization Axis	Y
Permittivity Constant	8.854E-12 [A A sec sec sec se...]
<input type="checkbox"/> PIEZ e31	-5.62 [A sec m ⁻¹ m ⁻¹]
<input type="checkbox"/> PIEZ e33	14.9 [A sec m ⁻¹ m ⁻¹]
<input type="checkbox"/> PIEZ e15	12.3 [A sec m ⁻¹ m ⁻¹]
<input type="checkbox"/> DPER ep11	989
<input checked="" type="checkbox"/> DPER ep33	766
<input type="checkbox"/> RSVX	0 [kg m m m A ⁻¹ A ⁻¹ sec ^{...}]
<input type="checkbox"/> RSVY	0 [kg m m m A ⁻¹ A ⁻¹ sec ^{...}]
<input type="checkbox"/> RSVZ	0 [kg m m m A ⁻¹ A ⁻¹ sec ^{...}]

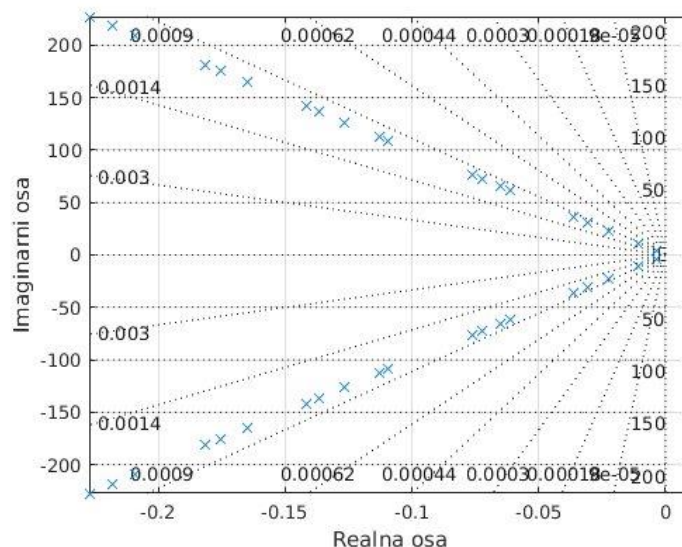
Obr. 11. Konstanty materiálových vlastností

Pro získání simulačního modelu ve formě stavového popisu z řešení provedeného ANSYSem je zapotřebí provést několik kroků. Výpočet se řídí podle rovnic uvedených v kapitole 1.3. Po úspěšném vymodelování, volbě sítě, nastavení materiálů apod. je zapotřebí tento systém exportovat. To se dělá exportem matic tuhosti, hmotnosti a tlumení, které jsou ale ve formátu Harwell- Boeing pro řídké matice, a to z důvodu problémů s kombinací konstrukční a elektrické struktury, pro které není přímý export možný. Tyto matice se dále poskládají dle příslušných uzlů a vytvoří se stavový popis, avšak až po redukci viz kapitola 1.3.

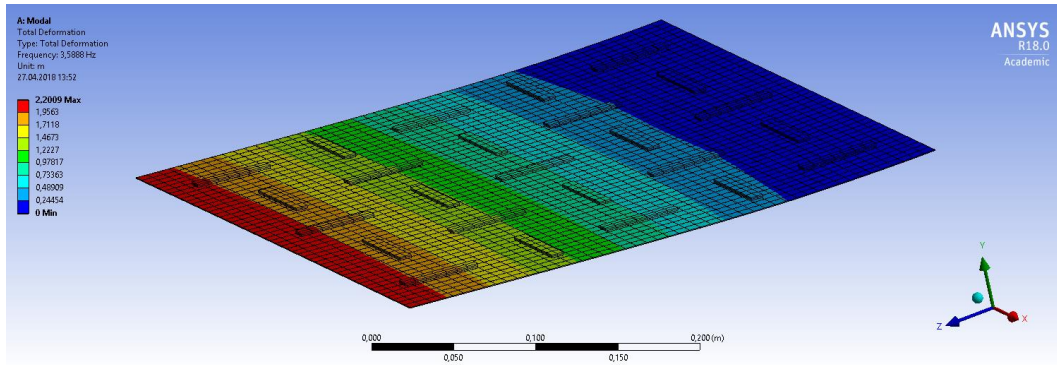
Pro redukci bylo zvoleno prvních 20 vlastních módů soustavy, jimž odpovídají vlastní frekvence λ_i , kdy $\lambda_i = \frac{\Omega_i}{2\pi}$ [Hz].

Tabulka 1. Hodnoty vlastních frekvencí

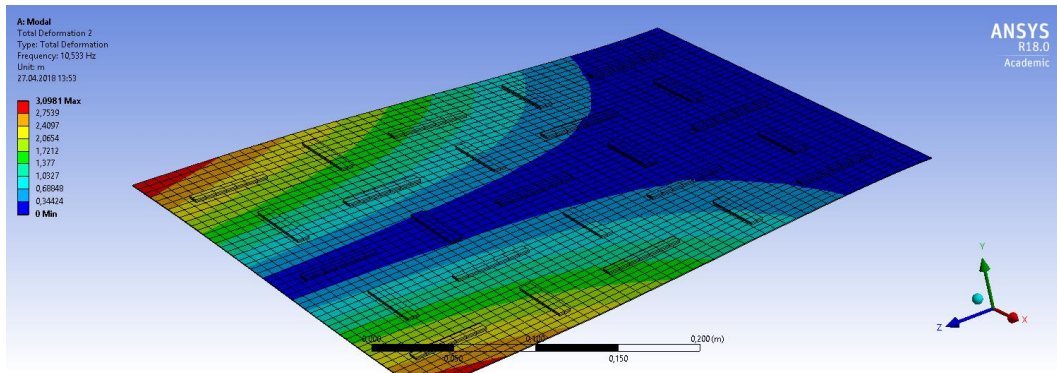
λ_i					
i	1	2	3	4	5
[Hz]	3,5888	10,533	22,293	31,01	36,086
i	6	7	8	9	10
[Hz]	64,339	35,316	72,551	76,127	109,31
i	11	12	13	14	15
[Hz]	112,7	126,59	136,81	141,87	164,73
i	16	17	18	19	20
[Hz]	175,68	181,42	209,31	218,31	227,44



Obr. 12. Grafické zobrazení pólů soustavy



Obr. 13. Grafická interpretace prvního vlastního tvaru soustavy.



Obr. 14. Grafická interpretace druhého vlastního tvaru soustavy.

Pak má stavový vektor dimenzi 40x1 se strukturou

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1 \\ \mathbf{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \vdots \\ \xi_{20} \\ \dot{\xi}_1 \\ \vdots \\ \dot{\xi}_{20} \end{bmatrix}. \quad (3-3)$$

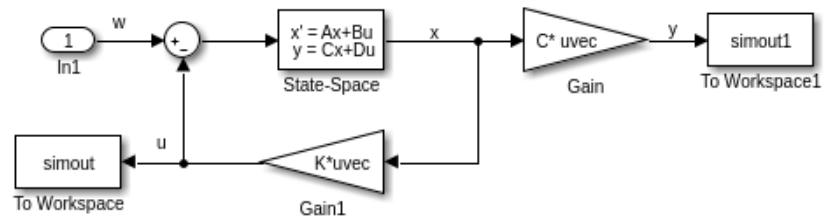
A matice \mathbf{A} s dimenzí 40x40

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} -\Omega_1^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & -\Omega_{20}^2 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -2b_{r_1}\Omega_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & -2b_{r_{20}}\Omega_{20} \end{bmatrix} \end{bmatrix}. \quad (3-4)$$

Pro vstupy \mathbf{u} , jež odpovídají akčním zásahům piezoaktuátorů, platí dle uspořádání na Obr. 8, že hodnota u_i představuje hodnotu napětí vstupujícího do i -tého piezopatche ($i=1 \dots 25$). Obdobně to platí pro výstupy \mathbf{y} , které představují napěťovou hodnotu měřenou na senzorech.

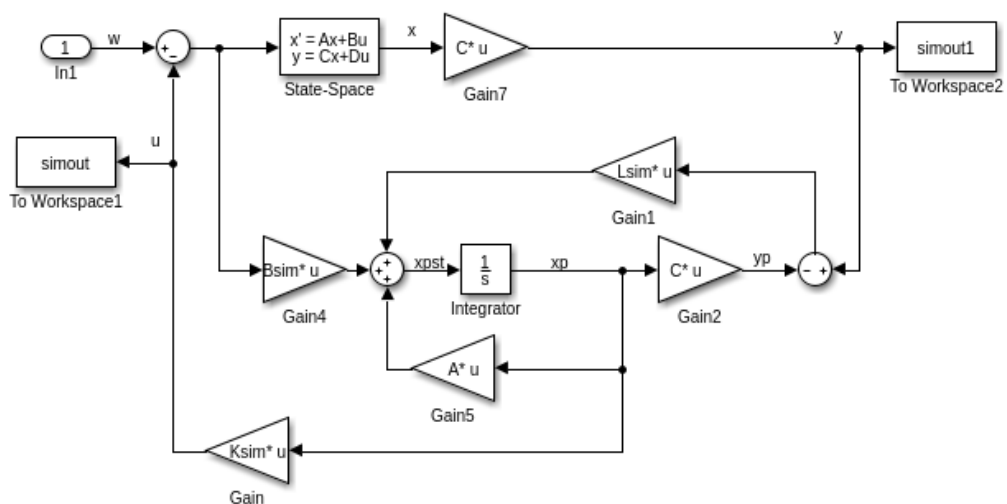
Pro použití piezopatche obecně platí, že napětí nesmí přesáhnout $\pm 100\text{V}$. Matice přímé vazby mezi vstupy a výstupy je nulová ($D = \mathbf{0}$).

Stavový popis soustavy byl dále použit pro sestavení simulačního modelu v SIMULINKu pro použití stavové zpětné vazby.



Obr. 15. Schéma stavové zpětné vazby v prostředí programu SIMULINK

Další krok byl doplnění stavové zpětné vazby o stavového pozorovatele.



Obr. 16. Schéma stavové zpětné vazby se stavovým pozorovatelem v prostředí programu SIMULINK

4. Návrh řízení

Pro návrh bylo použito zpětnovazební řízení v podobě LQR a následně přidán stavový pozorovatel. LQR bylo rozděleno na dvě varianty a to pro globální a lokální návrh zesílení.

Pro buzení soustavy je vždy použit jeden nebo více piezoaktuátorů, v důsledku toho při návrhu dostávám stavový popis ve tvaru

$$\dot{z} = \mathbf{A}z + \mathbf{B}_{act}\mathbf{u} + \mathbf{B}_{buz}\mathbf{w}, \quad (4-1)$$

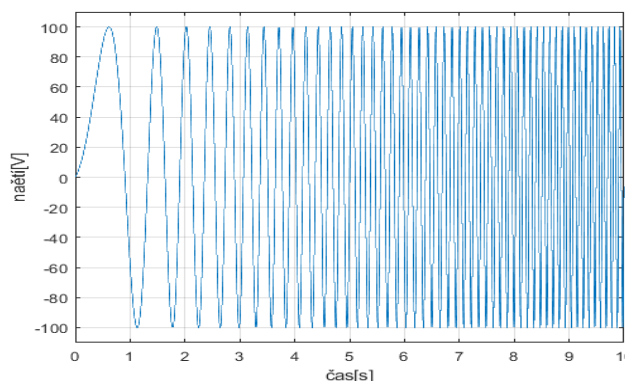
kde \mathbf{B}_{act} odpovídá akčním zásahům \mathbf{u} a \mathbf{B}_{buz} odpovídá aktuátorům použitým pro buzení \mathbf{w} .

V programu MATLAB, a nástavbě SIMULINK, když se požaduje použití aktuátoru pouze pro účely buzení, nikoli tlumení, vynuluji příslušný řádek v matic \mathbf{K} , tudíž ve vektoru \mathbf{u} je na žádaném místě vždy nulová hodnota, čímž se nic nepřičte k budícímu signálu. ($\mathbf{u} = -\mathbf{K}z$).

Například pro buzení 13. piezopatchem dostávám

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{12} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{u}_{14} \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{25} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{1,1} & \cdots & k_{1,40} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{12,1} & \cdots & k_{12,40} \\ 0 & \cdots & 0 \\ k_{14,1} & \cdots & k_{14,40} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{25,1} & \cdots & k_{25,40} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ \vdots \\ z_{40} \end{bmatrix}, \quad (4-2)$$

Jako buzení je použit signál chirp s amplitudou $\pm 100\text{V}$ pro frekvence od 0,1 do 227 Hz, tedy jedná se o sinusovku s postupně rostoucí frekvencí v daném rozsahu.



Obr. 17. Budící signál (prvních 10s z celkových 227s)

4.1. Návrh s požadavkem na minimální odezvu

4.1.1. Globální návrh řízení

Pro řízení soustavy pomocí LQR je zásadní otázka jak nastavit penalizační matice. Návrh penalizační matice vstupů \mathbf{R} , probíhá s respektem na maximální možné napětí, které můžeme dosáhnout v závislosti k parametrům piezopatche, což je v tomto případě $\pm 100\text{V}$. Jelikož všechny piezopatche jsou stejné, tak návrh matice \mathbf{R} probíhal dle rovnice (4-3), kde ρ je konstanta.

$$\mathbf{R} = \rho \mathbf{I}, \quad (4-3)$$

Návrh matice \mathbf{Q} pro penalizaci stavů proběhl nejprve pro případ, kdy bereme v potaz pouze výstup od jednoho senzoru (i -tého)

$$\mathbf{y}_i = \mathbf{C}_i \mathbf{z}, \quad (4-4)$$

Pak kritérium optimality vypadá následovně ($\mathbf{Q}_y = \mathbf{I}$)

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{z}^T \mathbf{C}_i^T \mathbf{Q}_y \mathbf{C}_i \mathbf{z} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt, \quad (4-5)$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{C}_i^T \mathbf{C}_i. \quad (4-6)$$

Tento postup byl však použit pouze pro první případ buzení, jelikož výsledky získané touto metodou jsou o řád horší než v případě zohlednění všech senzorů, respektive výstupů ze systému, což bude vidět na následujících grafech.

Návrh, kdy chci tlumit vibrace celé desky (minimalizovat $\mathbf{y}^T \mathbf{y}$) probíhá podle

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{z}, \quad (4-7)$$

Pak kritérium optimality vypadá následovně ($\mathbf{Q}_y = \mathbf{I}$)

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{z}^T \mathbf{C}^T \mathbf{Q}_y \mathbf{C} \mathbf{z} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt, \quad (4-8)$$

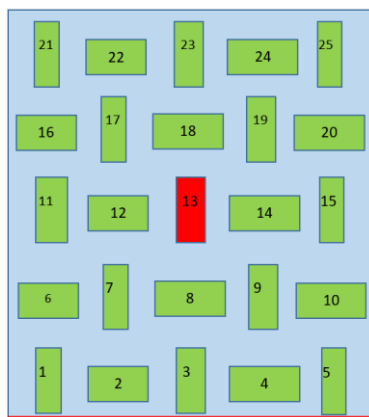
$$\mathbf{Q} = \mathbf{C}^T \mathbf{C}. \quad (4-9)$$

Tato metoda pro určení \mathbf{Q} bude použita ve všech ostatních případech a také jako základ pro použití stavového pozorovatele, kde poslouží pro určení zpětnovazební matice \mathbf{K} .

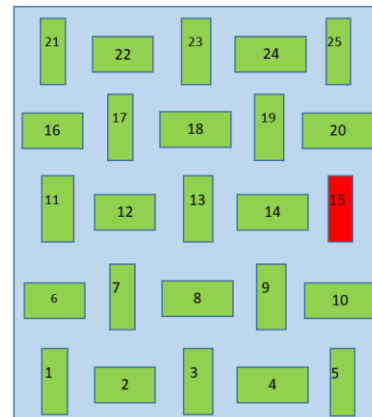
1) Buzení 13. piezoaktuátorem,

Jeho umístění je zvýrazněno na Obr.20. červenou barvou. Odezva na toto buzení bez řízení je na Obr. 21. Pro první návrh LQR řízení byla použita varianta, kdy pro volbu \mathbf{Q} byl použit senzor pod budícím aktuátorem, viz Obr. 18. Nastavení tedy vypadá následovně $\mathbf{Q} = \mathbf{C}_{13}^T \mathbf{C}_{13}$ a $\rho = 10^{-7}$. Velikost akčních zásahů je uvedena na Obr. 22 a odezva systému v podobě napětí na senzorech se nachází na Obr. 23.

Druhou vyzkoušenou možností pro tuto variantu bylo použití 15. senzoru pro volbu $\mathbf{Q} = \mathbf{C}_{15}^T \mathbf{C}_{15}$, kde $\rho = 10^{-12}$, což byla minimální možná hodnota nastavení z důvodů použité výpočetní techniky, která při menších hodnotách kolabovala při výpočtu. Akční zásahy pro toto nastavení jsou vykresleny na Obr. 24 a výstupní signály na Obr. 25. Na obou zobrazených výsledcích lze pozorovat, že odezva s řízením se zlepšila zhruba o řád oproti odezvě bez řízení.



Obr. 18. Umístění 13. senzoru na desce



Obr. 19. Umístění 15. senzoru na desce

Další volba řízení zohledňuje všechny výstupní signály systému. To znamená, že $\mathbf{Q} = \mathbf{C}^T \mathbf{C}$. Pro nastavení $\rho = 4 * 10^{-8}$, pak vycházejí výsledky, které jsou uvedeny na Obr. 26 a Obr. 27. Zde lze skutečně pozorovat snížení hodnot na výstupu minimálně o jeden řád vůči předchozím dvěma pokusům, při dodržení podmínky pro akční zásahy ve smyslu hodnoty maximálního napětí $\pm 100V$.

Posledním návrhem pro toto buzení bylo použití stavového pozorovatele. Pro matici zesílení stavového pozorovatele \mathbf{L} byla použita matlabovská funkce place, kdy póly byly umístěny dle následujícího vztahu v Matlabu

$$\mathbf{p} = 6 * \text{real}(\text{eig}(\mathbf{A} - \mathbf{BK})) + i * \text{imag}(\text{eig}(\mathbf{A} - \mathbf{BK})). \quad (4-10)$$

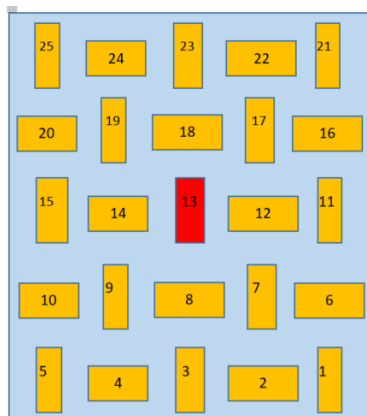
Kvůli možné odlišnosti reálného systému od simulačního bylo využito struktury matice A , a rozdíl byl implementován pomocí náhodných změn hodnot Ω_i o $\pm 5\%$ a $b_{ri} \pm 15$. Změna je tedy určena vztahy

$$\Omega_i = \Omega_i * rand(0.95 \div 1.05) \quad (4-11)$$

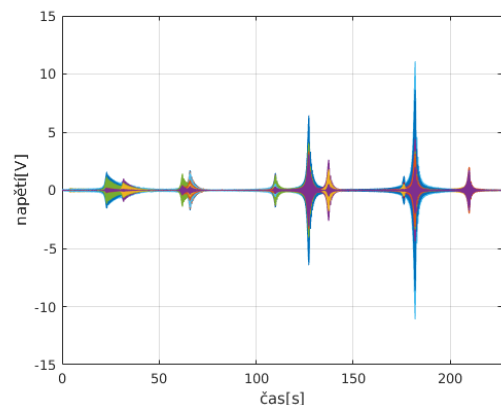
$$b_{ri} = b_{ri} * rand(0.85 \div 1.15) \quad (4-12)$$

Pro vykreslení akčních zásahů a výstupních napětí na senzorech bude použita jen jedna modifikace matice A pro všechny návrhy, kvůli porovnatelnosti.

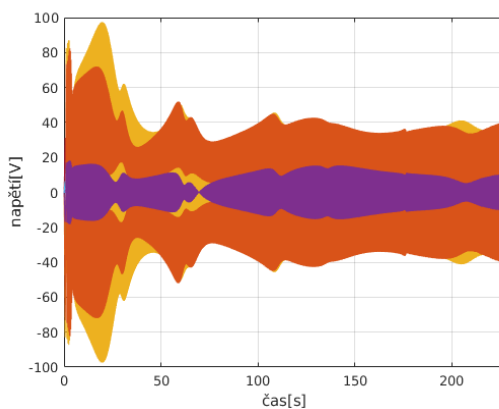
Výsledky akčních zásahů jsou uvedeny na Obr. 28. a odezva na Obr. 29. Rozdíl v maximální hodnotě odezvy s řízením bez a s pozorovatelem činí cca. 9% při rozdílu v maximálním akčním zásahu 0,55 %. Konkrétně maximální výstupní hodnota po stavovém zpětnovazebním řízení je 0.0327 [V] a s použitím pozorovatele 0.0298 [V].



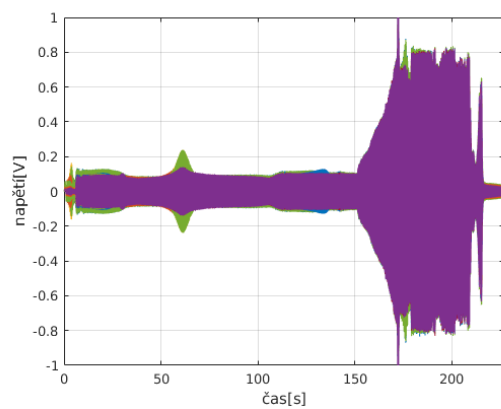
Obr. 20. Umístění budícího aktuátoru na desce



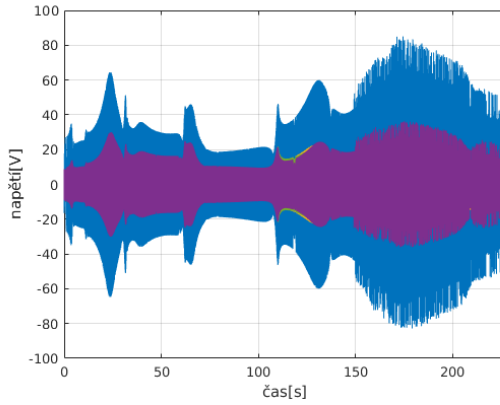
Obr. 21. Výstupní signál pro neřízený systém



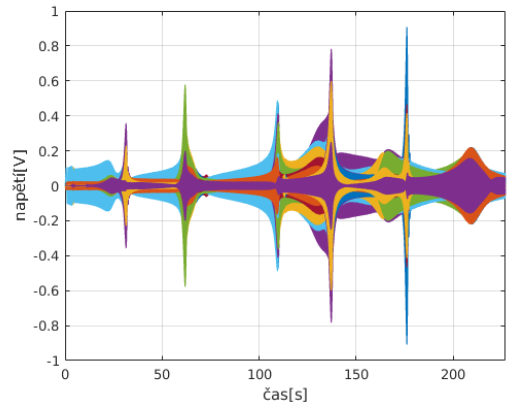
Obr. 22. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C_{13}^T C_{13}$ a $\rho = 10^{-7}$



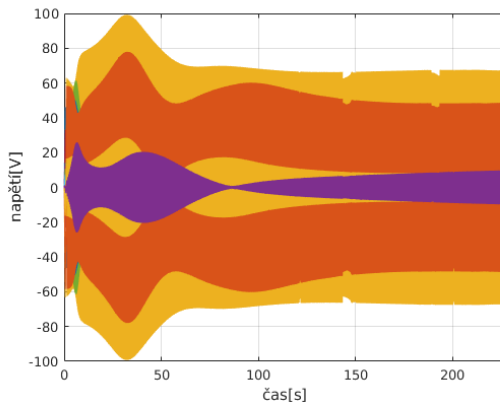
Obr. 23. Výstupní signál pro řízený systém při návrhu $Q = C_{13}^T C_{13}$ a $\rho = 10^{-7}$



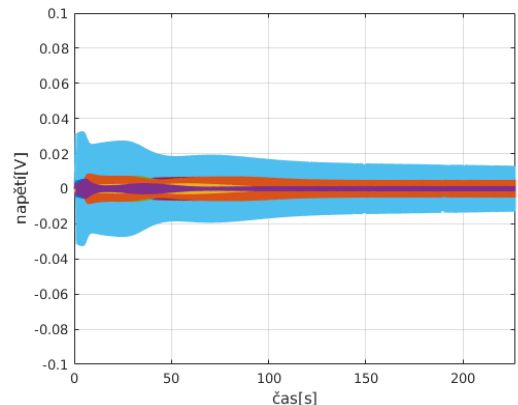
Obr. 24. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C_{15}^T C_{15}$ a $\rho = 10^{-12}$



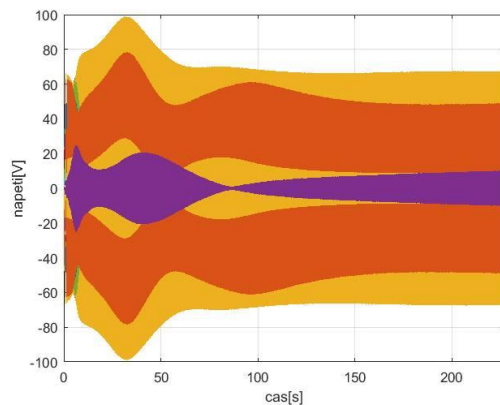
Obr. 25. Výstupní signál pro řízený systém při návrhu $Q = C_{15}^T C_{15}$ a $\rho = 10^{-12}$



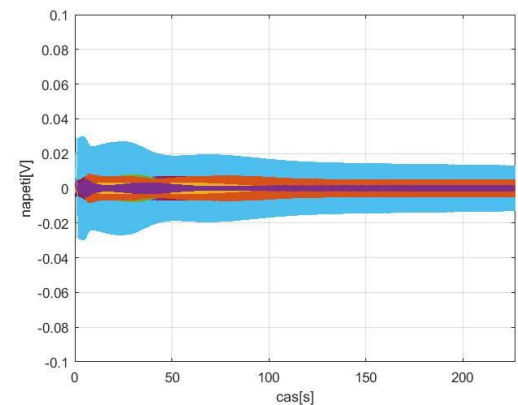
Obr. 26. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 4 * 10^{-8}$



Obr. 27. Výstupní signál pro řízený systém při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 4 * 10^{-8}$



Obr. 28. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele

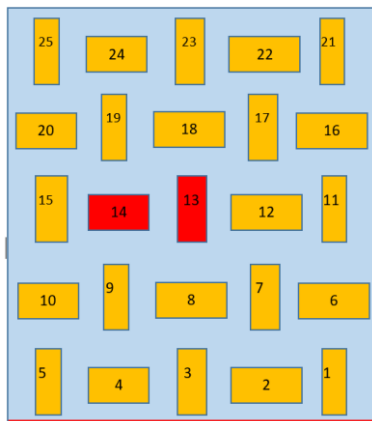


Obr. 29. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele

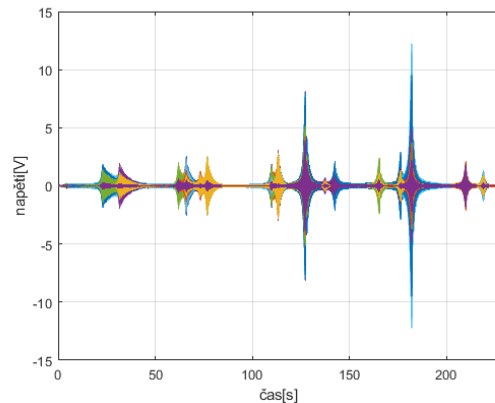
2) Buzení 13. a 14. piezopatchem zároveň.

Z důvodu různých orientací sousedních piezopatchů je vhodné volit jako budící piezoaktuátory dva nacházející se vedle sebe. To bylo také v této části učiněno. Použité patche jsou vyobrazeny na Obr. 30. Jak je již zvykem v této práci, na sousedním obrázku se nalézá průběh výstupních signálů ze senzorů (Obr. 31).

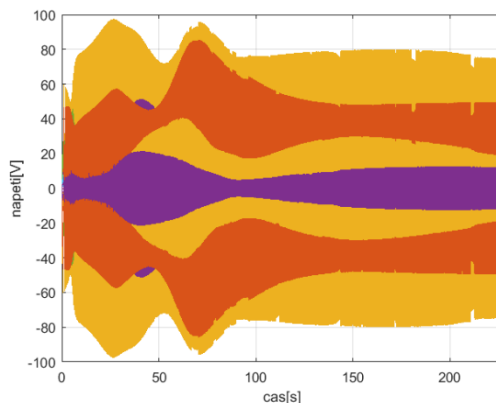
Pro návrh zpětnovazebního zesílení, byl použit jen přístup zohledňující všechny výstupy $Q = C^T C$. Nastavením konstanty $\rho = 2,4 * 10^{-7}$ bylo dosaženo limitu pro napětí na piezopatchích, viz Obr. 32, kde se nachází vykreslení akčních zásahů a Obr. 33, který ukazuje odezvy na buzení po řízení. Opět lze pozorovat, že po řízení klesne odezva minimálně o řád. Nakonec byl znovu použit stavový pozorovatel se stejným nastavením pro posun pólů a stejnou změněnou maticí A , kde rozdíl výsledků pro odezvu nabývá 0,5 %. (Obr. 34, Obr. 35).



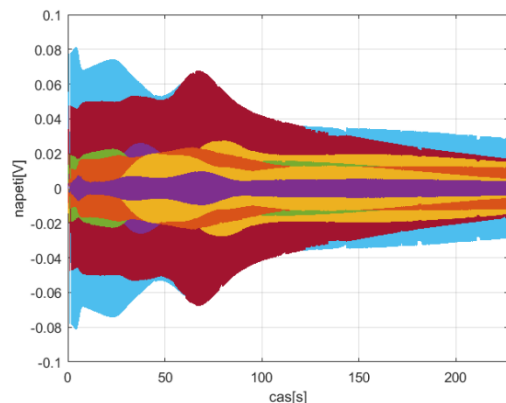
Obr. 30. Umístění budícího aktuátoru na desce



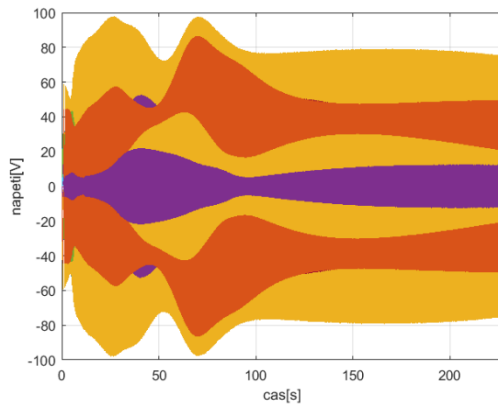
Obr. 31. Výstupní signál pro neřízený systém



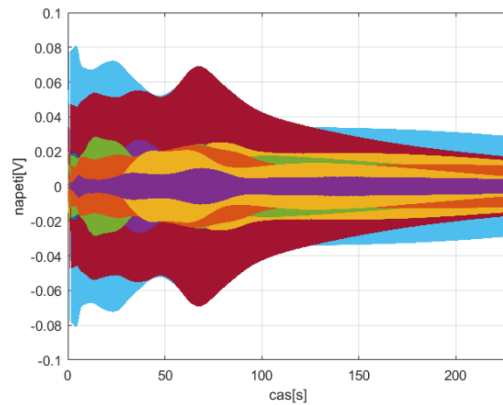
Obr. 32. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 2,4 * 10^{-7}$



Obr. 33. Výstupní signál pro řízený systém při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 2,4 * 10^{-7}$



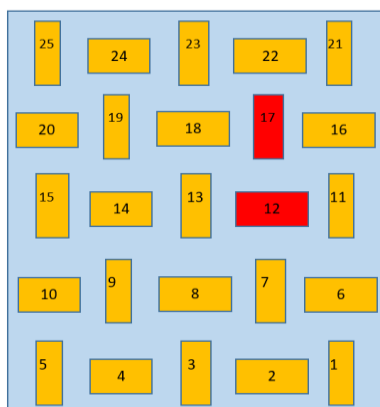
Obr. 34. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele



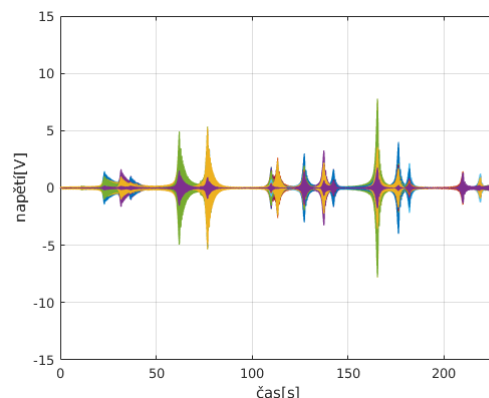
Obr. 35. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele

3) Buzení 12. a 17. piezopatchem

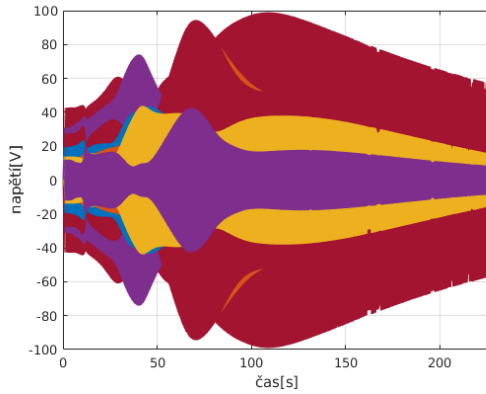
Jako další konfigurace pro budící aktuátory byl vybrán případ zobrazený na Obr. 36. Jedná se znovu o buzení dvěma aktuátory, jen tentokrát s opačnou orientací vzhledem k vetknutí. Na Obr. 37. je vykreslena odezva neřízeného systému pro toto buzení. Na Obr. 38 je pak odezva po aplikování zpětnovazebního řízení pro $Q = C^T C$ a $\rho = 2,2 * 10^{-7}$. Obr. 39. ukazuje napětí na aktuátorech. Na Obr. 40. a Obr. 41. se nacházejí průběhy vstupních napětí na aktuátorech, respektive výstupních napětí na senzorech při použití stavového pozorovatele. Rozdíl mezi odezvou řízeného systému s pozorovatelem a bez pozorovatele dosahuje necelých 7% s rozdílem v maximální síle akčního zásahu mírně přes 2%.



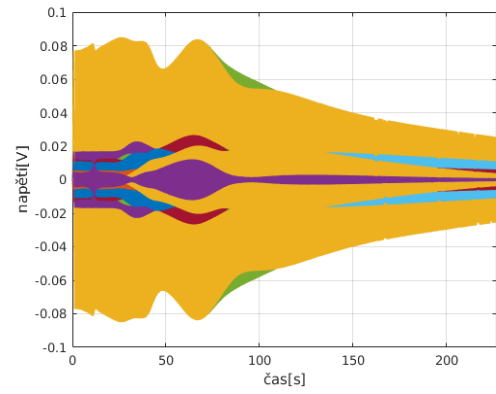
Obr. 36. Umístění budícího aktuátoru na desce



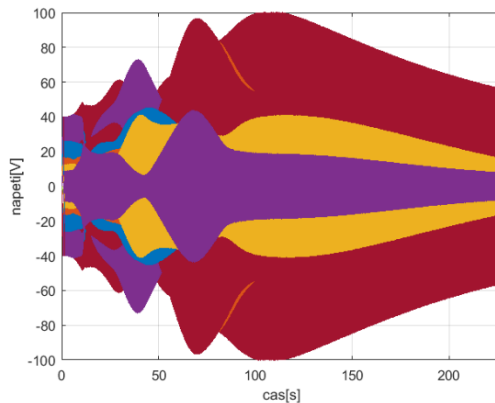
Obr. 37. Výstupní signál pro neřízený systém



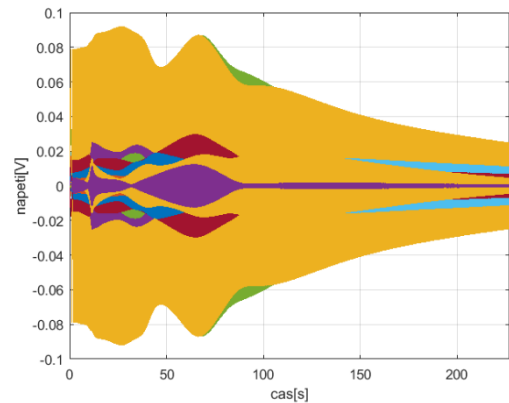
Obr. 38. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 2,2 * 10^{-7}$



Obr. 39. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = C^T C$ a $\rho = 2,2 * 10^{-7}$



Obr. 40. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele

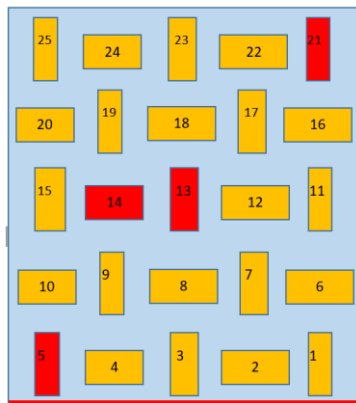


Obr. 41. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele

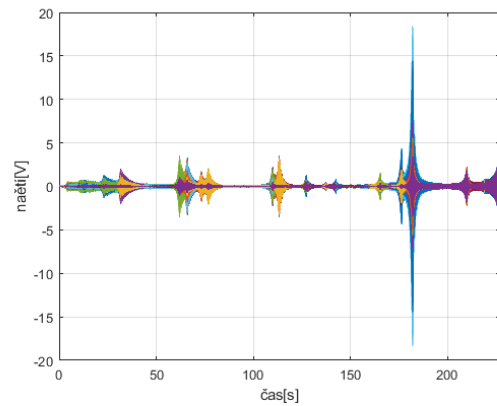
4) Buzení 5., 13., 14. a 21. piezopatchem zároveň

Pro poslední globální návrh LQR bylo využito buzení pomocí čtyř piezoaktuátorů, a to dle Obr. 42. Na vedlejším obrázku Obr. 43 jsou opět zobrazeny napětí naměřené pomocí senzorů a to pro neřízenou buzenou soustavu. Obr. 44 a Obr. 46 zobrazují napětí, které spotřebovávají aktuátory při tlumení vibrací, na prvním zmíněném je pouze řízení pomocí zpětné vazby s návrhem K podle teorie LQR, kde penalizace stavů probíhá s ohledem na všechny vnější odezvy a penalizace vstupů má konstantu $\rho = 3 * 10^{-7}$. Obr. 45 a Obr. 47 ukazují výstupní napětí měřené senzory, a to ve stejném pořadí jako pro aktuátory, první zobrazuje řízení jen pomocí zpětné vazby, druhý využívá stavového pozorovatele. V tomto případě pro odezvy nenastala prakticky žádná

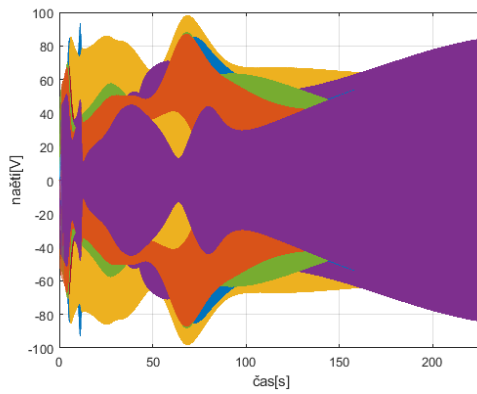
výrazná změna, přičemž maximální akční zásah klesl u řízení s pozorovatelem o 1,5%.



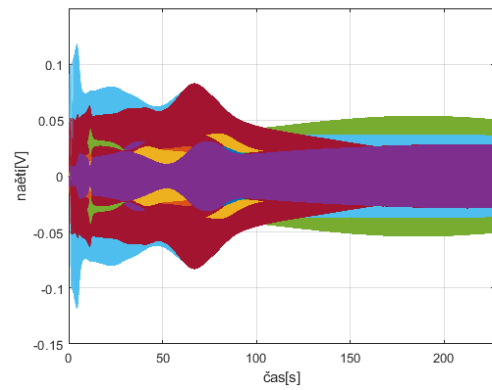
Obr. 42. Umístění budícího aktuátoru na desce



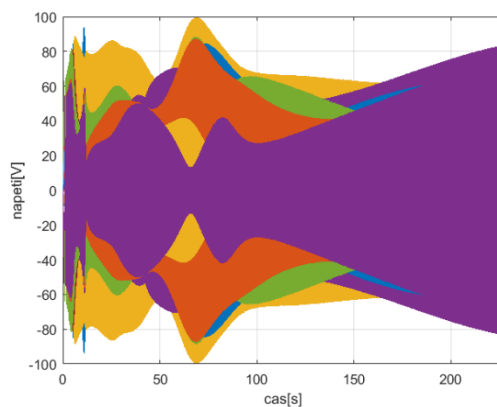
Obr. 43. Výstupní signál pro neřízený systém



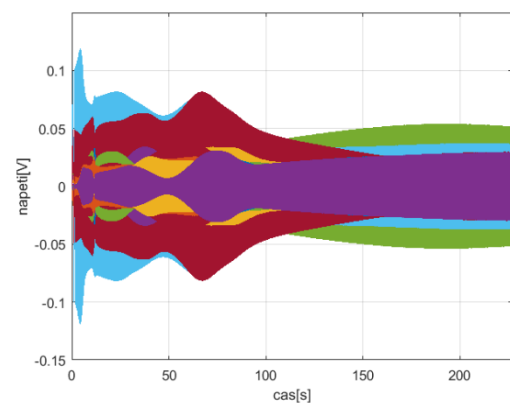
Obr. 44. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C^T C$ a $\rho = 3 * 10^{-7}$



Obr. 45. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = C^T C$ a $\rho = 3 * 10^{-7}$



Obr. 46. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele



Obr. 47. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele

4.1.2. Lokální návrh řízení

Lokální návrh řízení spočívá ve výběru pouze některých přítomných aktuátorů pro akční zásahy a k nim kolokovaných senzorů. Pro tyto aktuátory je navrženo řízení pomocí stavové zpětné vazby a to tak, aby opět v žádném okamžiku nepřesáhlo napětí na žádném z piezopatchů $\pm 100V$ při stejném typu buzení jako v předešlé kapitole, tedy s rušením v podobě signálu CHIRP s postupně rostoucí frekvencí od 0,1 Hz do 227 Hz, při amplitudě 100V. Návrh zpětnovazebního řízení zahrnuje metodu LQR, pro kterou jsou navrhovány penalizační matice Q a R . Po úspěšném lokálním návrhu jsou výsledné hodnoty regulačních konstant přiřazeny ke zbylým nevyužitým aktuátorům podle určitého vzoru a následně je použita optimalizační metoda, která upravuje hodnoty konstant zesílení tak, aby výstupní signál byl co možno nejmenší, akční zásahy nepřesáhli kritické hodnoty pro funkčnost patchů a soustava zůstala stabilní.

Těchto vzorů, respektive konfigurací bylo vyzkoušeno několik. V první řadě pomocí návrhu pouze pro dva aktuátory, jež byly přiřazeny dle své orientace, to znamená podle toho, zda se jedná o horizontálně či vodorovně umístěný piezopatch vůči hraně vetknutí. A jako další bylo zkoušeno rozložení se čtyřmi sousedícími aktuátory ve formě čtvercového rastru. Tyto konfigurace však nevedli k uspokojivému výsledku, a to z důvodů moc vysokých požadovaných napětí pro tlumení nebo ztráty stability systému, a to i pro různé nastavení optimalizační metody.

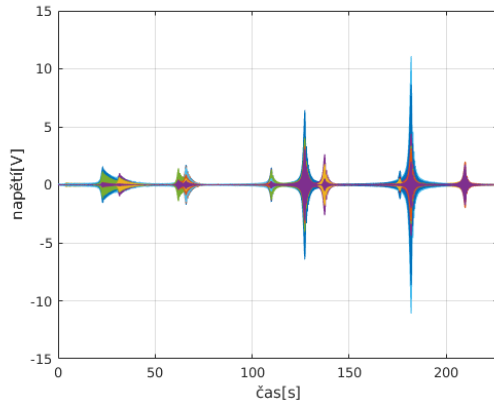


Obr. 48. Rozložení aktuátorů a senzorů použitých pro lokální návrh.

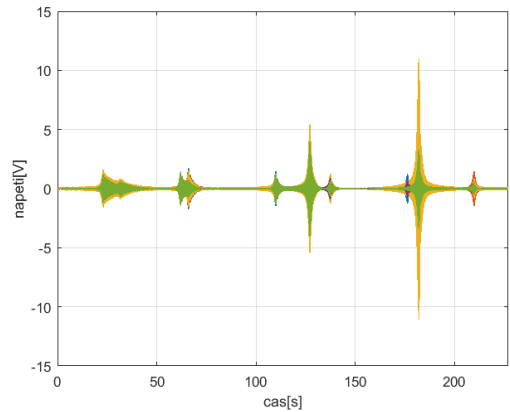
Jako výhodný se nakonec projevil lokální návrh zobrazený na Obr. 48, kde pro buzení je použit prostřední, červeně vyznačený piezoaktuátor a oranžově označené aktuátory jsou použity jako akční zásahy, pro které je pak navrhováno zmíněné lokální řízení. Odezvy snímají senzory, které jsou na obrázku vyznačeny zelenou výplní. Různobarevné ohraničení aktuátorů na tomto obrázku reprezentuje způsob, kterým jsou následně přiřazovány hodnoty zesílení pro zpětnou vazbu (každá barva označuje samostatný blok). To znamená, že zesílení navržené pro aktuátor číslo 8 je přiřazeno 4, 6, 18, 20 a 22. Od 9 převzali nastavení aktuátory č. 1, 5, 17, 21 a 25. Jako 14 mají hodnoty 2, 10, 12, 16 a 24. A zbylé, tedy 3, 7, 11, 15 a 23 mají stejnou hodnotu před optimalizací jako 19.

Nastavení penalizačních matic pro lokální návrh se drží stejných zásad jako při globálním návrhu, tudíž $Q = C_{lok}^T C_{lok}$, kde C_{lok} obsahuje pouze takovou část matice C , která odpovídá sensorům kolokovaným k použitým aktuátorům pro akční zásahy a pro rušení. Konstanta ρ pak nabývá hodnoty $1,5 * 10^{-3}$.

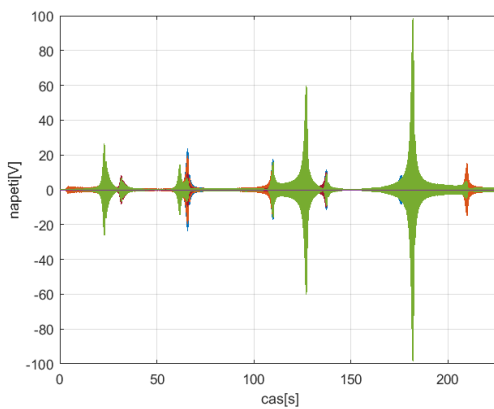
Na prvních dvou grafech jsou zobrazeny hodnoty napětí na senzorech pro neřízenou soustavu. Nejprve na Obr. 49 pro všechny senzory při daném buzení a dále na Obr. 50 pouze pro použité k lokálnímu návrhu. Na Obr. 51 jsou pak akční zásahy a na Obr. 52 výstupní hodnoty pro lokální aktuátory a senzory. Jelikož dalším krokem bylo rozmnožení hodnot zesílení pro řízení nevyužitých aktuátorů, tak na Obr. 53 je ukázán stav akčních zásahů po této události. Obr. 54 pak ukazuje opět hodnoty na senzorech. Na výsledcích je vidět, že oproti původním odezvám se dosáhlo nižších hodnot, a to při nevyužití celého potenciálu, který aktuátory mohou poskytnout. Nejvýraznější rozdíl je patrný při frekvenci kolem 180 Hz, avšak v některých ve srovnání s globálním návrhem jde o poměrně horší řešení zadaného problému.



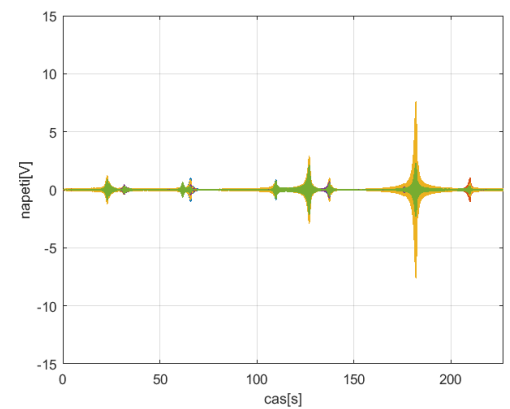
Obr. 49. Výstupní signál pro neřízený systém všechny senzory



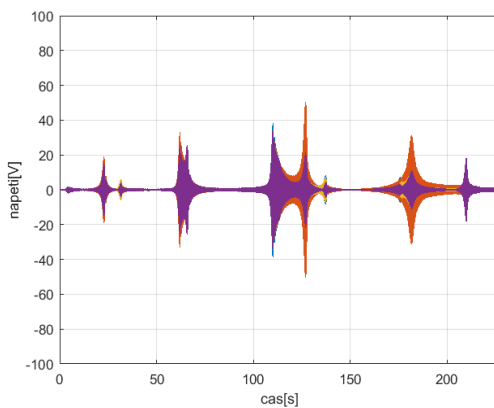
Obr. 50. Výstupní signál pro neřízený systém použité senzory



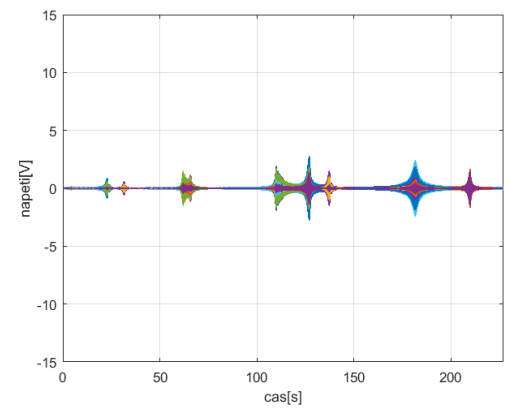
Obr. 51. Napětí na aktuátorech, pro lokální návrh, při $Q = C_{lok}^T C_{lok}$ a $\varrho = 1,5 * 10^{-3}$



Obr. 52. Výstupní signál pro lokální řízený systém při návrhu $Q = C_{lok}^T C_{lok}$ a $\varrho = 1,5 * 10^{-3}$



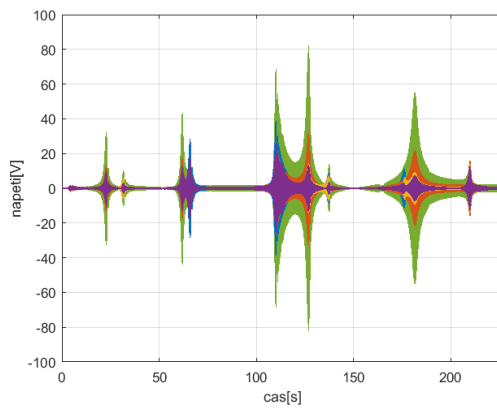
Obr. 53. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém



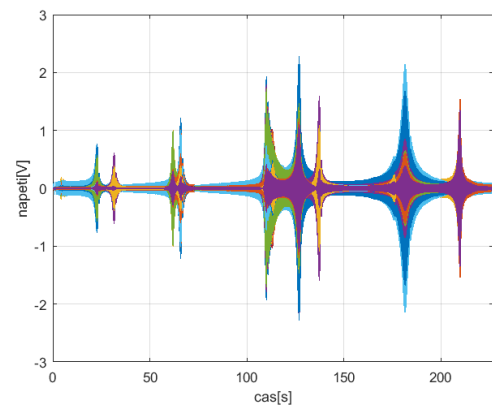
Obr. 54. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém

Dalším krokem, jak je možné zlepšit výsledky pro tento postup je použití zmíněných optimalizačních metod. V tomto případě je zvolena lokální nengradientní metoda, která má za cíl minimalizovat cílovou funkci ve formě: $CF = \min(\mathbf{y}_{max}^T \mathbf{y}_{max})$, kde $\mathbf{y}_{max} = \max(y_i)$, přičemž musí splnit dvě omezující

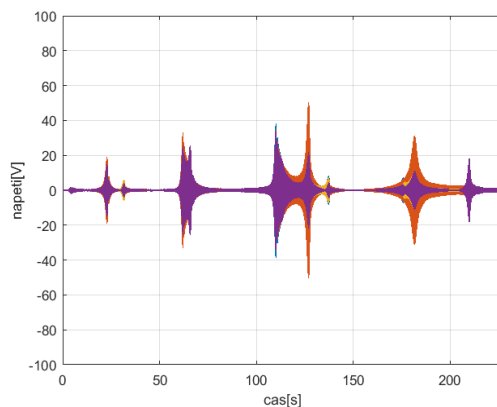
podmínky. První z nich je požadavek na stabilitu systému, vyjádřený vztahem $\max(\lambda_{RE}) < 0$, kde $\lambda = \text{eig}(A - BK)$. Druhá z podmínek je $\text{abs}(\max(\mathbf{u}_{max})) - 100 < 0$, kde $\mathbf{u}_{max} = \max(u_i)$, to odpovídá podmínce maximálního napětí na piezoplátech. To vše pro optimalizační parametry \mathbf{p}_p , které upravují velikost vektorů \mathbf{k}_i , tzn. $\mathbf{k}_{ni} = \mathbf{k}_i * p_{pi}$. Dimenze vektoru \mathbf{k}_i je 1×40 a p_{pi} je skalární veličina. V MATLABu je k tomuto účelu použita funkce FMINCON s vybraným algoritmem active-set, při počátečních podmínkách $pp0 = 0.9 * \text{ones}(1,24)$ a omezením $lb = -1 * \text{ones}(1,24)$ a $ub = 2 * \text{ones}(1,24)$ z důvodu zachování stability při průběhu optimalizace.



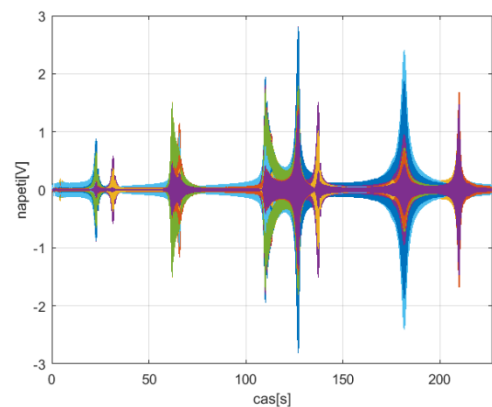
Obr. 55. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém a optimalizaci



Obr. 56. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém a optimalizaci



Obr. 57. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém



Obr. 58. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém

Z předešlých grafů plyne, že pro uvedené nastavení optimalizační metody, která má velmi omezený interval hodnot optimalizačních parametrů, dosáhneme velmi mírného zlepšení odezvy, z důvodu lepšího využití limitů piezoaktuátorů, což je vidět nejvíce na odezvě při frekvenci cca 130Hz.

4.2. Návrh s ohledem k využití energii a vlastnostem systému

4.2.1. Návrh řízení a rozdíly vůči předchozímu

V předešlých návrzích se vyhodnocovala primárně velikost odezvy, při co největším možném využití akčních členů. Tato část je zaměřena na utlumení vibrací s ohledem na vlastnosti systému.

Návrh se liší v přístupu ke zvolení penalizační matice \mathbf{Q} , zatímco způsob volby matice \mathbf{R} zůstává stejný. Matice \mathbf{Q} je tedy volena tak, že nastavují hodnoty na diagonále, které odpovídají příslušným modálním rychlostem (stavový vektor viz rovnice (3-3)). Tudíž matice má strukturu

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \bar{\mathbf{Q}} \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

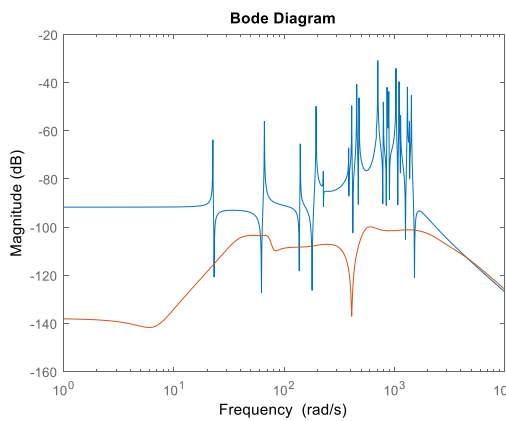
kde $\bar{\mathbf{Q}} = \text{diag}(q_i)$.

Rozdíl mezi návrhy lze pozorovat zejména ve frekvenční oblasti. Pro porovnání návrhů poslouží původní z kapitoly: 4.1.1 části 1., pro $\mathbf{Q} = \mathbf{C}^T \mathbf{C}$ a nový návrh, kdy $\rho=2,4*1$ se penalizační matice \mathbf{Q} zvolí dle rovnice (4-13) a její hodnoty jsou následující.

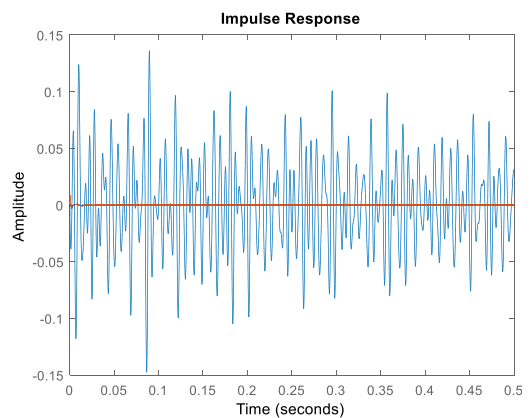
Tabulka 2. Hodnoty q_i

$q(21,21)=500$; %qt1	$q(31,31)=300$; %qt11
$q(22,22)=150$; %qt2	$q(32,32)=600$; %qt12
$q(23,23)=400$; %qt3	$q(33,33)=300$; %qt13
$q(24,24)=100$; %qt4	$q(34,34)=100$; %qt14
$q(25,25)=100$; %qt5	$q(35,35)=100$; %qt15
$q(26,26)=300$; %qt6	$q(36,36)=200$; %qt16
$q(27,27)=400$; %qt7	$q(37,37)=200$; %qt17
$q(28,28)=100$; %qt8	$q(38,38)=200$; %qt18
$q(29,29)=100$; %qt9	$q(39,39)=100$; %qt19
$q(30,30)=100$; %qt10	$q(40,40)=100$; %qt20

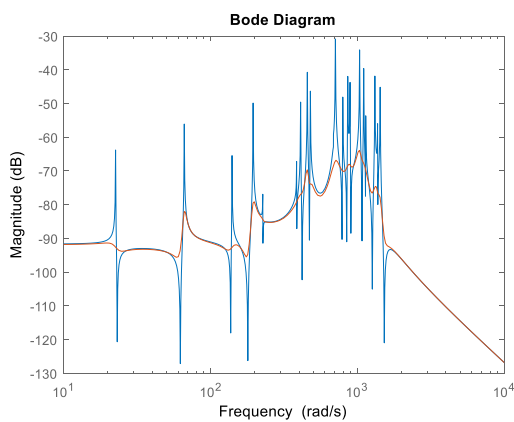
Pak rozdíl ve frekvenční charakteristice a impulzní odezvě reprezentují grafy na Obr. 59, Obr. 60, Obr. 61 a Obr. 62, tyto grafy jsou pro přenos ze vstupu „24“ na výstup „2“, jelikož je pro tento přenos patrné nejvíc vlastních frekvencí. Oranžovou barvou je zobrazen přenos regulované soustavy, modrou přenos soustavy původní (barvy zůstávají stejné i u impulzní odezvy).



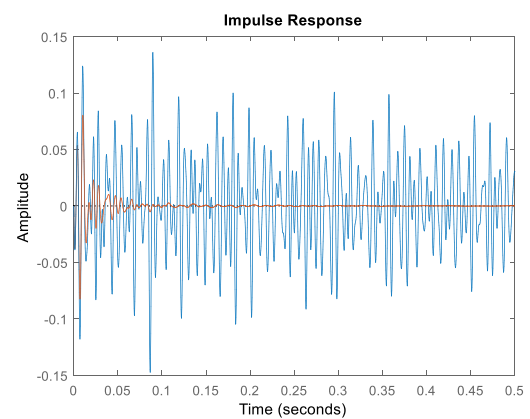
Obr. 59. Amplitudová frekvenční charakteristika pro řízení z kapitoly 4.1.1. (z „24“ na „2“)



Obr. 60. Impulzní odezva pro řízení z kapitoly 4.1.1.

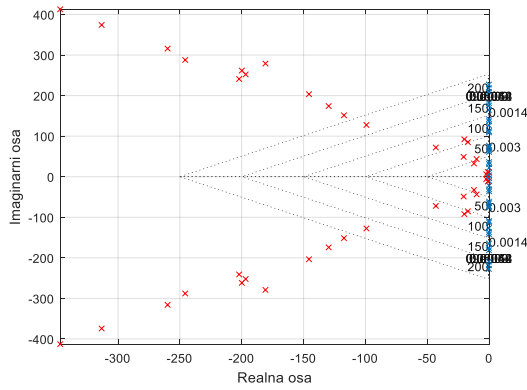


Obr. 61. Amplitudová frekvenční charakteristika nového návrhu (z „24“ na „2“)

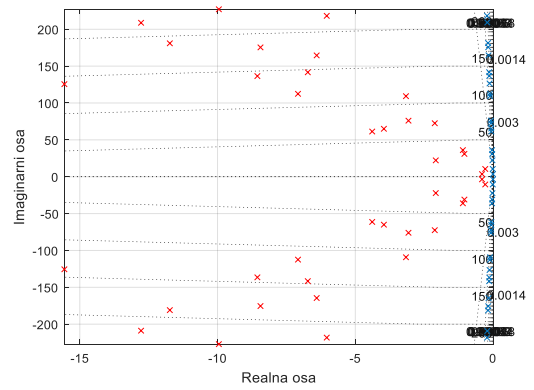


Obr. 62. Impulzní odezva nového návrhu

Výrazný rozdíl lze i dobře vidět na grafech umístění pólů. Kdy pro původní návrh se výrazně měnily vlastní frekvence regulované soustavy, zatímco u nového je tento rozdíl do 1%.

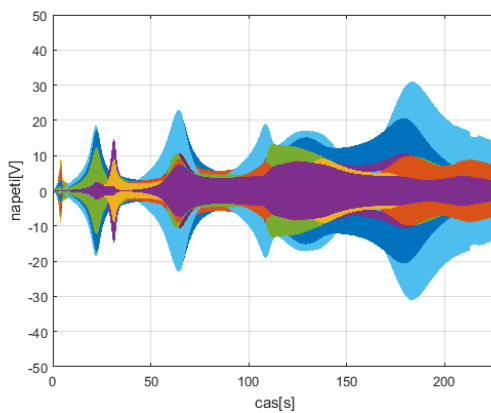


Obr. 63. Póly regulované soustavy pro návrh z kapitoly 4.1.1.

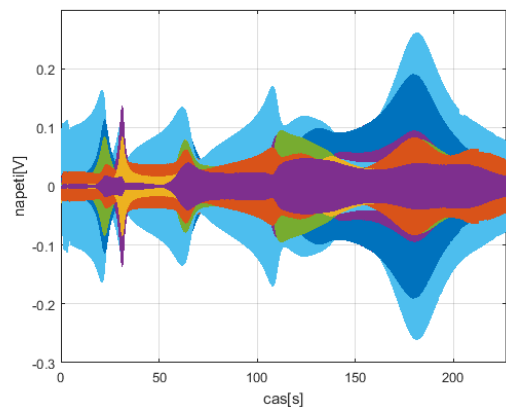


Obr. 64. Póly regulované soustavy pro nový návrh

Zbývá už jen uvést využití akčních členů a odezvy pro stejné buzení, tedy 13. aktuátorem. Grafy pro nový návrh se nacházejí na Obr. 65 a Obr. 66. V porovnání s původními viz Obr. 26 a Obr. 27 se zásahy akčních členů snížily o více než třetinu, avšak odezva se zhoršila o řád, což je stále o jeden řád lepší než u neřízeného systému viz Obr. 21.



Obr. 65. Napětí na aktuátorech pro nový návrh.



Obr. 66. Výstupní signál pro řízený systém při použití nového návrhu.

4.2.2. Návrh při použití nového modelu

Souběžně při zkoumání řízení probíhala práce na zlepšení modelu soustavy, kde cílem byla co nejlepší shoda s chováním reálné soustavy a tím přesnější a lépe odpovídající výsledky vůči realitě. V této části práce tudíž bude použita novější verze modelu a to pouze pro návrh z této kapitoly, a to z důvodu praktického využití s ohledem na zachování frekvenčních vlastností soustavy, kdy snižují pouze špičky amplitud frekvencí a neměním tvar celé frekvenční charakteristiky. To má za následek tlumení pouze vibrací a nikoliv snahu o přesné řízení a posun samotného systému.

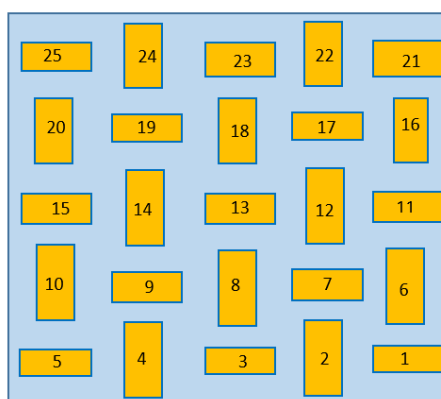
Tento model systému, oproti předchozímu byl zredukován pouze na prvních 10 vlastních frekvencích.

Tabulka 3. Vlastní frekvence systému

λ_i					
i	1	2	3	4	5
[Hz]	4,278	12,749	26,847	37,648	43,353
i	6	7	8	9	10
[Hz]	75,724	77,329	88,113	91,394	127,434

Tudíž buzení pomocí signálu chirp bude probíhat stále s amplitudou $\pm 100V$, ale jen do frekvence 130Hz. Vyšší frekvence by pro tento případ neměly valný význam.

Další významnou změnou u tohoto modelu je pozice uchycení desky, respektive strana, kde je deska uchycena (viz Obr. 67).



Obr. 67. Nové uchycení desky (Pootočení o 90°).

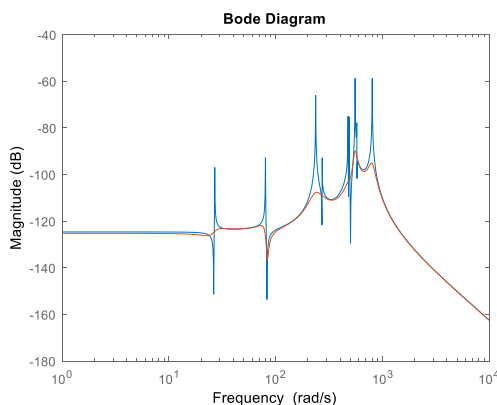
1) Tlumení soustavy pomocí všech aktuátorů

Pro tuto konfiguraci s ohledem na frekvenční charakteristiku a impulzní odezvu byla navržena matice \mathbf{Q} , kde číselné hodnoty v části diagonální matice označené jako \bar{Q} nabývají hodnot v tabulce 4.

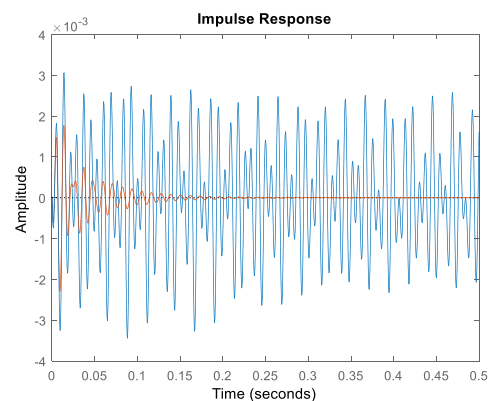
Tabulka 4. Hodnoty q_i

```
q(11,11)=800;  
q(12,12)=1500;  
q(13,13)=1500;  
q(14,14)=2000;  
q(15,15)=3000;  
q(16,16)=3000;  
q(17,17)=1000;  
q(18,18)=100;  
q(19,19)=1500;  
q(20,20)=500;
```

Penalizační matice pro vstupy má stále tvar $\mathbf{R} = \rho \mathbf{I}$, kde $\rho = 2,4 * 10^{-7}$. Po aplikaci těchto penalizačních matic a provedení návrhu pomocí lqr dostávám amplitudovou frekvenční charakteristiku Obr. 68 a impulzní odezvu Obr. 69, kde se porovnává řízený a neřízený systém. V těchto grafech, jak je vidět představuje oranžová křivka řízený systém a modrá systém neřízený.



Obr. 68. Amplitudová frekvenční charakteristika (z „24“ na „2“)

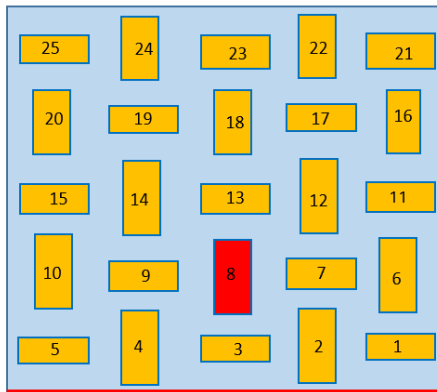


Obr. 69. Impulzní odezva pro řízení z kapitoly

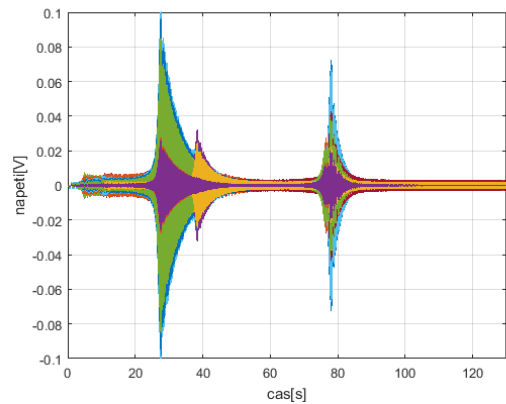
Po vybuzení systému pomocí osmého piezoaktuátoru (

Obr. 70) dostáváme hodnoty akčních zásahů, kde můžeme sledovat oproti předchozím případům malé potřebné zásahy (Obr. 72). Když porovnáme hodnoty

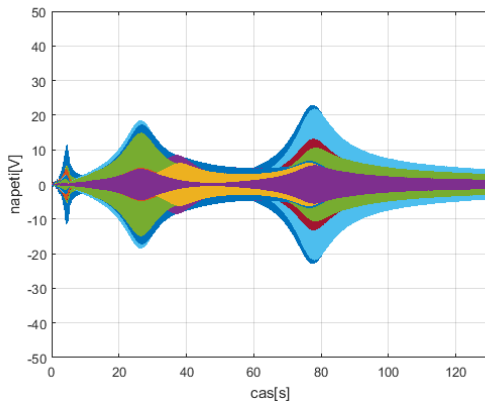
výsledných výstupních signálů (Obr. 73), oproti výstupům neřízené struktury (Obr. 71) dostáváme zlepšení téměř o jeden řád u nejvyšších hodnot.



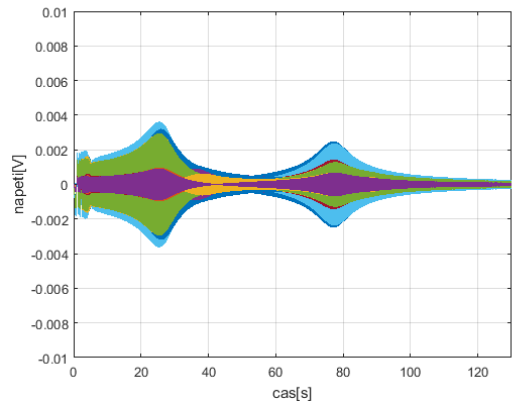
Obr. 70. Umístění budícího aktuátoru



Obr. 71. Výstupní signál neřízené soustavy



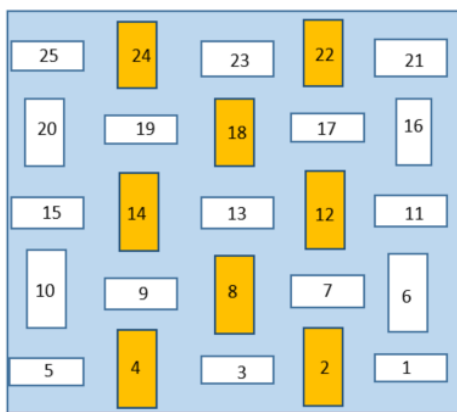
Obr. 72. Akční zásahy



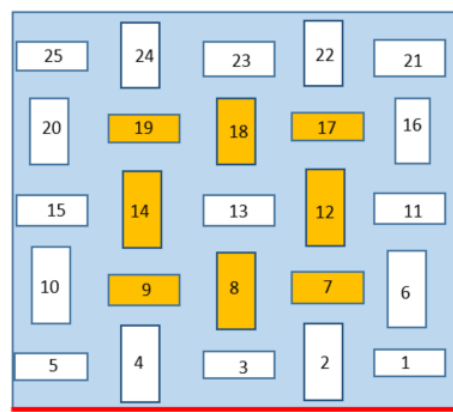
Obr. 73. Výstupní signál řízené soustavy

2) Tlumení soustavy pomocí 8 aktuátorů

Další uvedené koncepty tlumení soustavy zahrnují pouze osm aktuátorů a to z důvodu použitelnosti pro řízení reálné soustavy. Rozložení těchto aktuátorů je uvažováno ve dvou verzích. První verze je zobrazena na Obr. 74 a zahrnuje pouze kolmo orientované piezoaktuátory vzhledem k uložení. Druhá verze, kterou představuje Obr. 75, využívá střední osmici. Všechny výstupní hodnoty signálu jsou uvedeny pro řízení pomocí stavového pozorovatele a budící signál je přiveden na pozici osmého aktuátoru, který v tomto případě slouží i jako akční člen.



Obr. 74. Rozložení použitých aktuátorů (verze 1.)



Obr. 75. Rozložení použitých aktuátorů (verze 2.)

Verze 1.

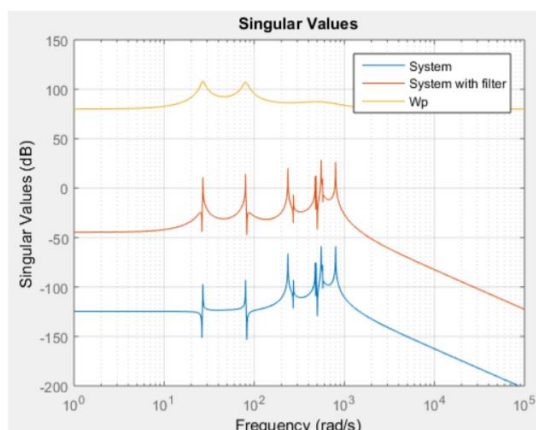
Při použití prvního rozložení aktuátorů má konstanta ρ hodnotu $2 \cdot 10^{-8}$ a diagonální hodnoty v matici \bar{Q} jsou:

Tabulka 5. Hodnoty q_i

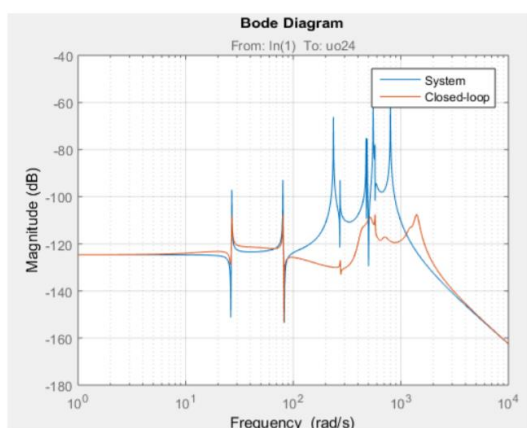
$q(11, 11) = 500;$
 $q(12, 12) = 600;$
 $q(13, 13) = 100;$
 $q(14, 14) = 100;$
 $q(15, 15) = 200;$
 $q(16, 16) = 200;$
 $q(17, 17) = 200;$
 $q(18, 18) = 200;$
 $q(19, 19) = 150;$
 $q(20, 20) = 250;$

S tímto nastavením je dosaženo výsledků reprezentovaných na Obr. 79 a Obr. 80. u kterých v porovnání s předchozím návrhem, kdy bylo použito všech pětadvaceti aktuátorů pouze mírného rozdílu jak ve frekvenční charakteristice, tak impulzní odezvě. Nejpatrnější rozdíl je pro vyšší frekvence.

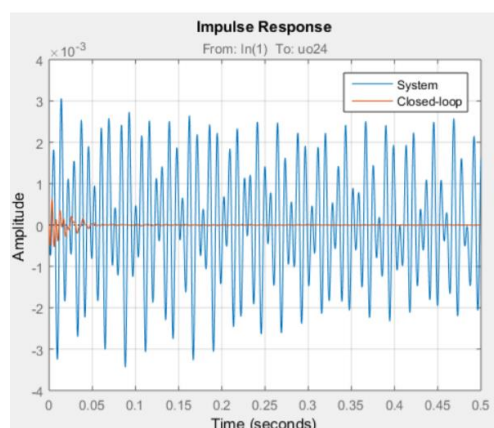
Pro srovnání výsledků dosažených tímto designem je uveden návrh řízení od Ing. Filipa Svobody (metodika návrhu je k nalezení v [11]), za pomoci metody H-infinity [14]. Navržený filtr, použitý v designu je ukázán na Obr. 76. Frekvenční charakteristika a impulzní odezva, pro porovnání s návrhem pomocí LQR jsou na Obr. 77 a Obr. 78.



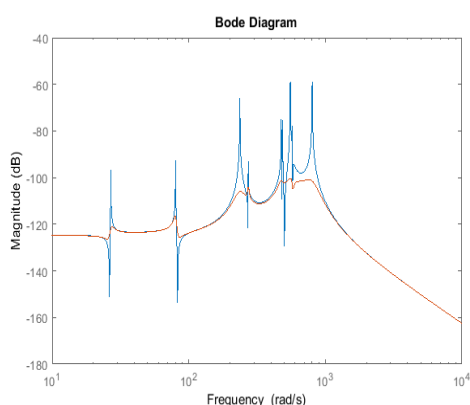
Obr. 76 Vykreslení singulárních čísel



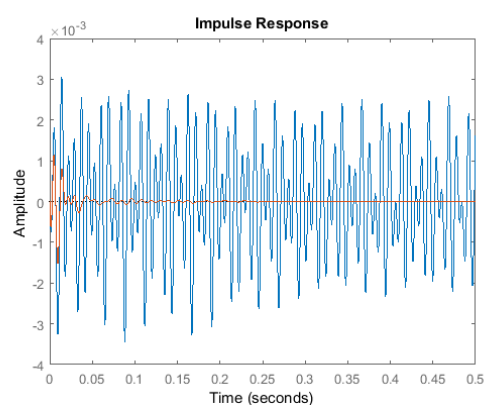
Obr. 77. Amplitudová frekvenční charakteristika



Obr. 78. Impulzní odezva

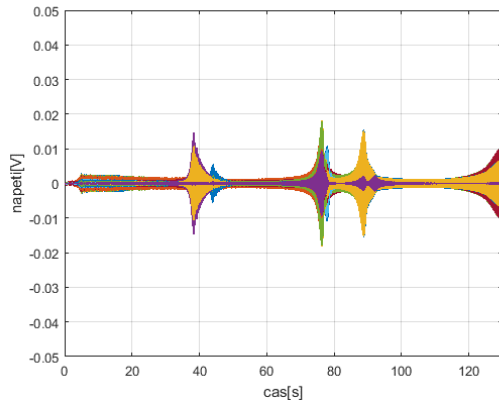


Obr. 79. Amplitudová frekvenční charakteristika

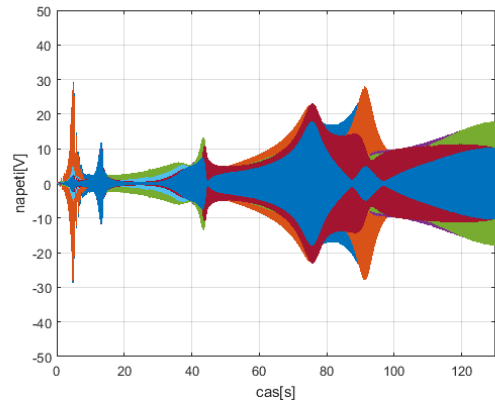


Obr. 80. Impulzní odezva

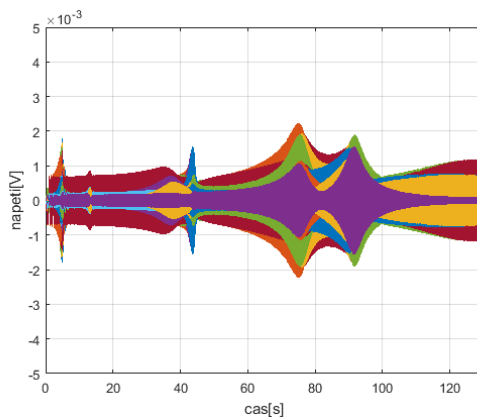
Další skupina grafů představuje velikost akčních zásahů a odezvy pro budící signál jak regulovaného tak neřízeného systému pro návrh pomocí LQR. I pro tento design je možno pozorovat zlepšení výstupního signálu o jeden řád, i přes nevyužití veškerého potenciálu, jež by piezoaktuátory byly schopny nabýt.



Obr. 81. Výstupní signál neřízené soustavy



Obr. 82. Akční zásahy



Obr. 83. Výstupní signál řízené soustavy

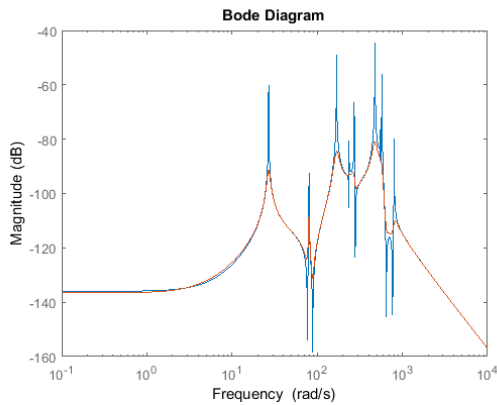
Verze 2.

Při použití druhé rozložení aktuátorů má konstanta ρ hodnotu $2,5 * 10^{-7}$ a diagonální hodnoty viz tabulka 6.

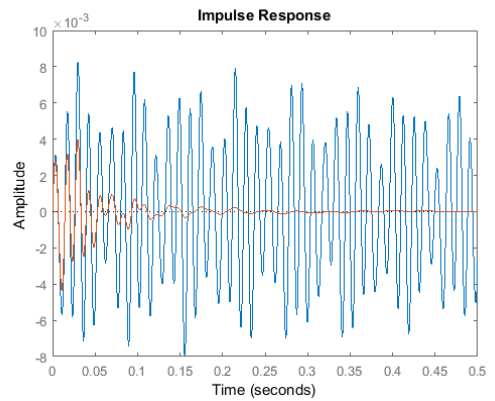
Tabulka 6. Hodnoty q_i

$q(11,11)=300;$	$q(16,16)=250;$
$q(12,12)=600;$	$q(17,17)=1000;$
$q(13,13)=400;$	$q(18,18)=800;$
$q(14,14)=600;$	$q(19,19)=800;$
$q(15,15)=1100;$	$q(20,20)=1000;$

Na Obr. 84 je zobrazena frekvenční charakteristika pro tento systém. Rozdíl oproti předchozím zobrazením charakteristiky je takový, že zobrazují přenos z „19“ na „7“, jelikož pro obvyklý přenos nejsou k dispozici potřebné patche.

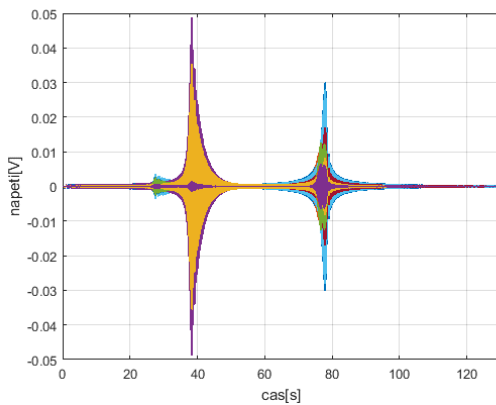


Obr. 84. Amplitudová frekvenční charakteristika

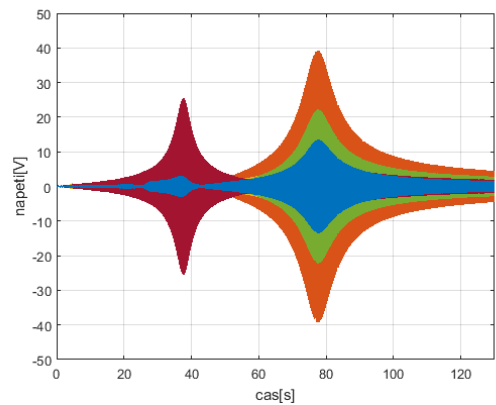


Obr. 85. Impulzní odezva

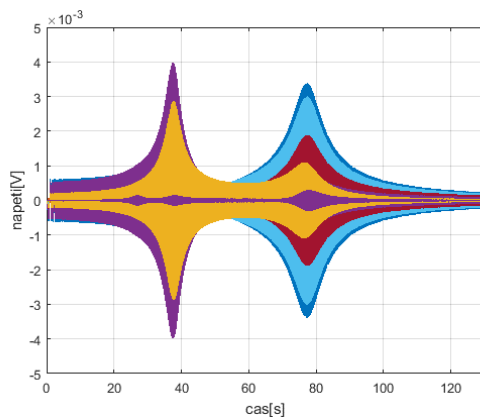
Zde jde pozorovat horší odezvy na budící signál i přes vyšší využití akčních členů. Avšak i v tomto případě je dosaženo snížení přibližně 10x.



Obr. 86. Výstupní signál neřízené soustavy



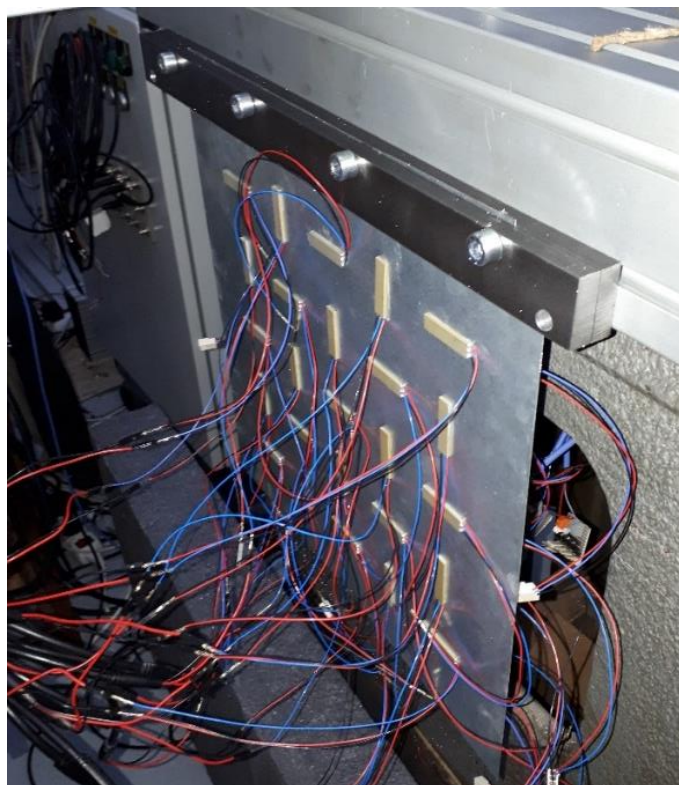
Obr. 87. Akční zásahy



Obr. 88. Výstupní signál řízené soustavy

5. Experiment

Měření k ověření výsledků bylo provedeno na vetknuté ocelové desce o rozměrech 300x300x0,55 mm na které bylo nalepeno z obou stran dvacet pět piezopatchů, což odpovídá simulované soustavě. Tyto piezopatche byly nalepeny epoxidovým lepidlem a jedná se o typ CMBP06 od firmy Noliac. Pro tlumení generovaného buzení však bylo použito pouze osm piezopatchů, což odpovídá počtu zesilovačů, které byly k dispozici. Tyto zesilovače byly taktéž od firmy Noliac, konkrétně model NDR6110. Zesilovače byly potřeba, jelikož program pro generování vstupního signálu a odečítání výstupního byl vytvořen pomocí programu Matlab/simulink, exportován do řídicího softwaru a zkompilován do DSpace. Ten je omezen na $\pm 5V$, avšak piezopatche dokáží pracovat s napětím $\pm 100V$, z toho důvodu bylo třeba signál zesílit.



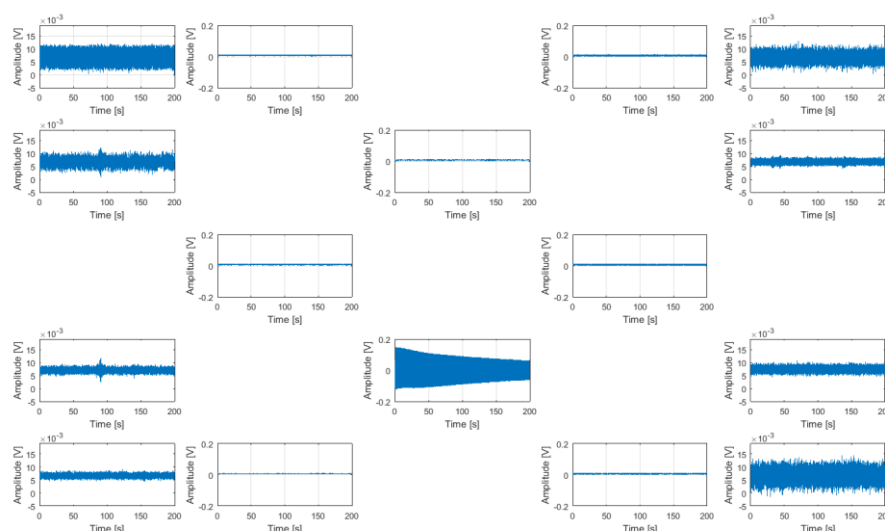
Obr. 89. Fotografie experimentální struktury

Pro tuto experimentální soustavu proběhlo měření, kde do osmy použitých piezoaktuátorů, které pozicí odpovídají sensorům zobrazeným na Obr. 90. s popisem kolokované, byl postupně pouštěn signál chirp s rozsahem frekvencí 0-200 Hz s amplitudou $\pm 100V$. Pro toto buzení byly měřeny výstupní

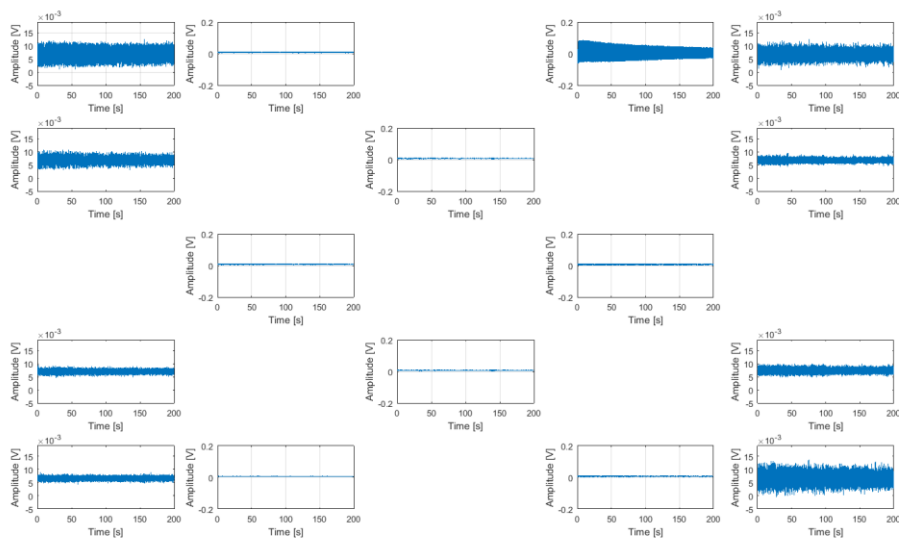
hodnoty napětí na použitých senzorech (Obr. 90). Odezvy pro vybrané dva aktuátory se nacházejí na Obr. 91 a Obr. 92 a představují způsob, jakým se přenáší buzení a jaké má deska tlumení bez řízení. Příliš velké mechanické tlumení, kterým deska disponuje nejspíš díky tuhosti samotných piezopatchů společně s tím jakou plochu zabírají, způsobuje problémy při měření a vyhodnocení systému.



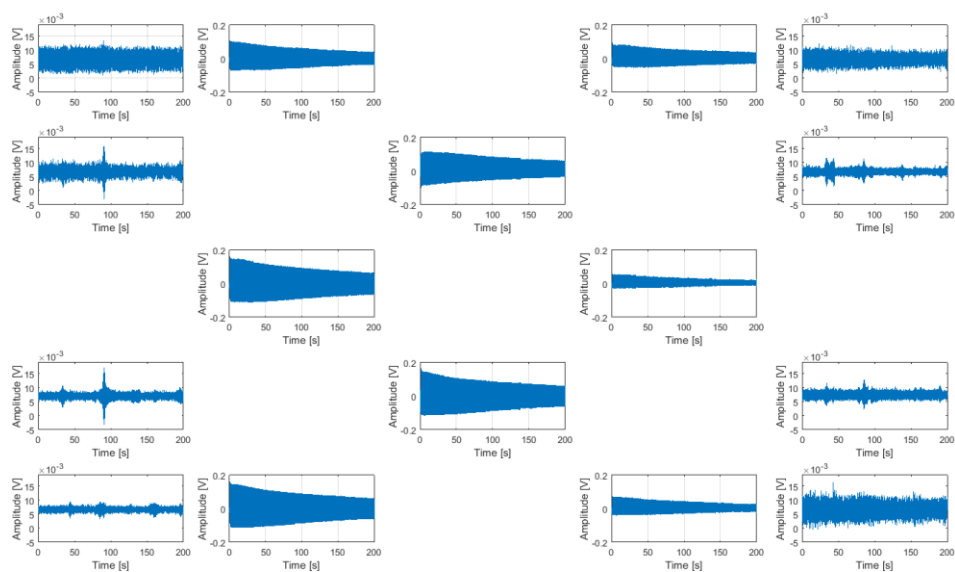
Obr. 90. Rozložení použitých senzorů při experimentu



Obr. 91. Měření napětí na senzorech pro buzení v místě senzoru s označením kolokované 4



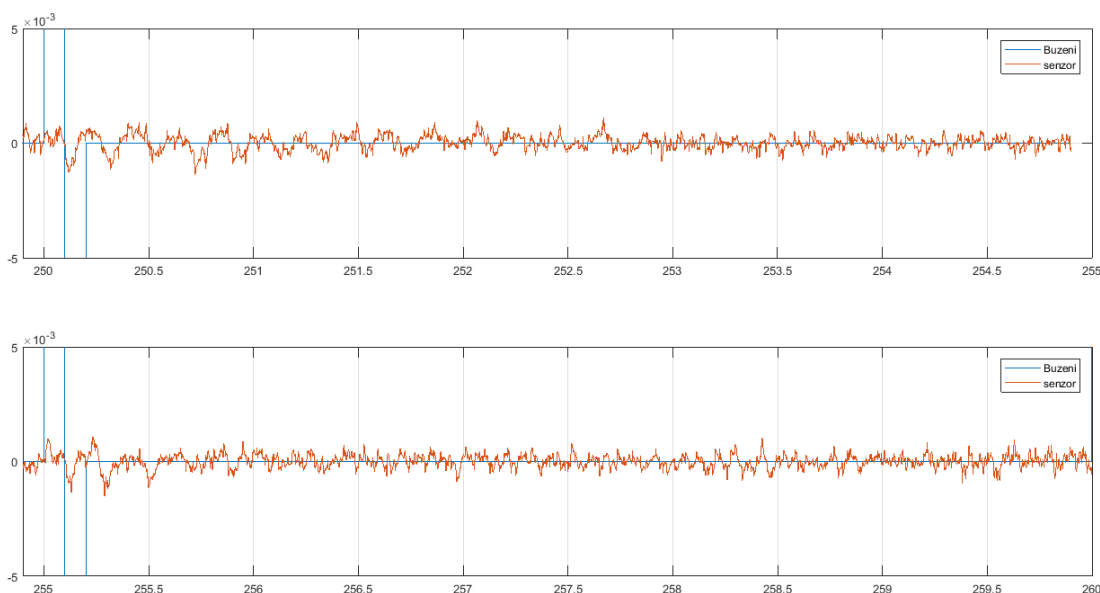
Obr. 92. Měření napětí na senzorech pro buzení v místě senzoru s označením kolokované 8



Obr. 93. Měření napětí na senzorech pro buzení ve všech místech s kolokovanými senzory.

Na Obr. 93 je ukázána odezva, kdy je buzeno všech osm aktuátorů zároveň. Rozdílné hodnoty napětí na jednotlivých senzorech v místech buzení jsou způsobeny nalepením piezopatchů na desku, přičemž možná příčina je rozdílná tloušťka naneseného lepidla.

Jednoduché řízení pomocí gainu a fázového zpoždění bylo vyzkoušeno na konfiguraci, kdy třetí a osmý aktuátor byly použity pro skokové buzení soustavy. Jako akční členy byly použity aktuátory v místě dva a sedm, přičemž pro snímání odezvy byl použit senzor pátý. (Použité číslování odpovídá Obr. 90 pro kolokované senzory)



Obr. 94. Výsledky měření napětí na pátém kolokovaném senzoru v čase. Nahoře výsledek bez řízení a dole s řízením.

Výsledek tohoto měření se nachází na Obr. 94. Z něho je zejména patrné vybuzení první vlastní frekvence, která je cca 5Hz. Ta u neřízeného systému byla utlumena přibližně za 2 sekundy. Oproti tomu při zapnutém řízení k útlumu došlo během 0,6 sekund. V obou případech po utlumení v pokračujícím čase převládá výrazný šum, ten je s největší pravděpodobností dán elektrickým rušením, které je způsobeno velkým množstvím připojeným patchů.

6. Zhodnocení výsledků

Pro popsání modelu systému desky s piezoelektrickými prvky, který je vyjádřený pomocí stavového popisu byl dále sestaven v prostředí programu MATLAB a SIMULINK simulační model demonstrující chování systému při použití řízení získaného pomocí metody LQR společně se stavovým pozorovatelem.

Pro návrh LQR řízení byli použity dva přístupy. Zaprvé snaha o minimalizování výsledného signálu, při co možno největším využití povoleného rozsahu napětí, které může na akčních členech být přítomno. Pro tento přístup bylo provedeno mapování chování výstupů systému pro různé polohy a počet budících aktuátorů. A to pro globální a lokální návrh. Ve všech případech globálního návrhu, kdy se dívalo na všechny výstupy, se podařilo snížit napětí na senzorech o přibližně dva řády, při využití častokrát až kolem 80% dovolené energie. V případě lokálního návrhu, i přes snahu o optimalizaci za pomoci matlabovské lokální optimalizační funkce `fmincon` se podařilo dosáhnout utlumení výstupního signálu pouze okolo 80%, a to jen pro nejvýraznější špičku napětí, pro ostatní byl útlum ještě výrazně nižší. Většího zlepšení pomocí použité optimalizace se nepodařilo dosáhnout díky velkému omezení optimalizačních parametrů. Toto omezení bylo ovšem potřeba kvůli zachování stability.

Pro druhý přístup byla použita strategie, kde se kladl důraz na ovlivnění frekvenční charakteristiky systému, avšak oproti předchozímu pouze v kritických místech. Tím pádem nedocházelo k přetlumení systému a změně vlastností systému. Návrh probíhal volením penalizačních členů příslušných ke každé modální rychlosti. Pro tento přístup dosahovalo utlumení výstupů zlepšení o jeden řád, a to jak při použití všech akčních členů, tak i u případu využití pouze osmi z nich. Zároveň využití možné energie akčních členů se pohybovalo kolem 30% z povolené.

Hlavní část obou návrhů však probíhala na rozdílném modelu, avšak v kapitole 4.2.1. je ukázáno srovnání obou metod na stejném příkladu. Pro nový model a totožnou konfiguraci byl dále porovnán návrh pomocí LQR a H-infinity. Na tomto srovnání je dobře patrná podobnost dosažených výsledků a tím částečné ověření metodiky návrhu.

Jako poslední část této práce byl uskutečněn experiment, který ukazuje, jaké jsou přenosy soustavy pro buzení v různých místech bez řízení. Z těchto grafů vyplývá několik problémů, vyskytujících se v experimentu. Jedná se o vliv způsobu nalepení patchů, kdy pravděpodobně odlišná vrstva použitého epoxidového lepidla způsobuje rozdílné hodnoty naměřeného napětí, při stejném buzení. Jako další problém se jeví velké mechanické tlumení experimentální soustavy, dané tuhostí a počtem piezopatchů.

Při testování jednoduchého řízení je dále možné pozorovat problém s poměrně výrazným šumem. Ten je způsoben nejspíše elektrickým rušením, které způsobuje velké množství patchů na desce a s tím spojené kabeláže.

Závěr

V souladu se zadáním diplomové práce byly popsány principy působení a modelování rovinných piezoaktuátorů. Dále byly popsány principy aktivního snižování vibrací. Byl vytvořen simulační model soustavy, pro který bylo zmapováno použití metody LQR pro řízení s přítomností stavového pozorovatele, a to pro různé strategie návrhů řízení a vícero případů buzení. První z návrhů se dělil na globální a lokální návrh, kdy při lokálním byla použita optimalizační metoda, která využívala algoritmu přítomného v programu MATLAB a sice funkce `fmincon`. Na závěr byl proveden částečný experiment a rozprava o dosažených výsledcích.

Během práce nastalo několik problémů, většina z nich souvisela s použitou výpočetní technikou, případně se občas objevil problém s nestabilitou systému. Přesto bylo dosaženo použitelných výsledků, zejména pomocí druhého typu návrhu. Další vhodné metody pro řízení této soustavy by mohli být H-infinity nebo přejít k LQG.

Pro další pokračování experimentu je stěžejní vyřešení vlivu elektrického rušení, způsobujícího šum. Dále by bylo vhodné vyřešit způsob nalepení, pro stejné chování všech patchů.

Literatura

- [1] M. Valášek, „Způsob a zařízení pro změnu tuhosti mechanických“. CZ Patent UPV 304667, 2014.
- [2] M. Smrž, Návrh a vlastnosti mechatronické tuhosti, Praha. Disertační práce. ČVUT v Praze Fakulta strojní, 2015.
- [3] Z. Šika, Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů, Praha: ČVUT v Praze Fakulta strojní., 2004.
- [4] P. Svatoš, Optimalizace a řízení vláknově ovládaných paralelních mechanismů, Praha: ČVUT v Praze Fakulta strojní, 2016.
- [5] T. Kašpárková, Aktivní tlumení mechanických struktur pomocí vláknových mechanismů, Praha. Disertační práce. ČVUT v Praze Fakulta strojní, 2015.
- [6] J. Karlíček, Aktivní snižování vibrací pomocí rovinných piezoaktuátorů, Praha. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2016.
- [7] A. Preumont, Mechatronics: Dynamics of Electromechanical and Piezoelectric Systems, Springer Netherlands, 2006.
- [8] „Ceramtec: Advanced Ceramics in Piezo Applications,“ [Online]. Available: https://www.ceramtec.com/files/mf_broschure-piezoapplications_en_de.pdf. [Přístup získán 3 8 2018].
- [9] P. Hagedorn a G. Spelsberg-Korspeter, Active and Passive Vibration Control of Structures, Wien: Springer, 2014.
- [10] „ANSYS Inc., „ACT_Piezo & MEMS Extension_Lecture.pdf,“ 2015“.
- [11] Z. Šika, M. Hromčík, F. Svoboda, J. Volech, J. Zavřel a J. Karlíček, „Decentralized and distributed MIMO H -infinity robust control of vibration suppression of planar structures. In: Proceedings of ISMA2018 International Conference on Noise and Vibration Engineering,“ s. 251-266, Leuen, 17 to 19 September 2018.
- [12] A. Preumont, Vibration Control of Active Structures, An Introduction 3rd Edition, Springer Netherlands, 2011.
- [13] P. ZÍTEK a L. SKLENKA, Automatické řízení: sylaby a aplikace, Praha: ČVUT v Praze, 2016.

- [14] I. Postlethwaite a S. Sigurd, *Multivariable Feedback Control : Analysis and Design*, Chichester: John Wiley and Sons Ltd, 2005.
- [15] W. K. Gawronski, *Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures*, New York: Springer-Verlag New York, 2004.
- [16] J. C. Oostveen a R. F. Curtain, „Robustly stabilizing controllers for dissipative infinite-dimensional systems with collocated actuators and sensors,“ *Automatica*, sv. 36, č. 3, pp. 337-348, 2000.
- [17] J. Skalický, *Teorie řízení*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2002.
- [18] P. BLAHA a P. VAVŘÍN, *Řízení a regulace I. : Základy regulace lineárních systémů - spojitě a diskrétní.*, VUT Brno. [cit. 2019-01-18]. Dostupné z: http://www.uamt.feec.vutbr.cz/~richter/vyuka/0809_BRR1/texty/brr1.pdf.
- [19] Z. Neusser. [Online]. Available: <http://users.fs.cvut.cz/zdenek.neusser/students/RMS/simulink/PripravaRizeniVmatlabu.html>.
- [20] „MathWorks,“ [Online]. Available: <https://www.mathworks.com>.
- [21] „Noliac,“ [Online]. Available: <http://www.noliac.com/products/actuators/plate-benders/kind/card/cardaction/pdf/cardcontroller/Card/show/cmbp06/pagetype/67589/>.
- [22] S. S. Aphale, A. J. Fleming a S. O. R. Moheimani, „Integral control of collocated smart structures,“ 27 4 2007.
- [23] „ANSYS Inc., „ACT_Piezo & MEMS Extension_Lecture.pdf,“ 2017“.

Seznam obrázků

Obr. 1. Feroelektrická keramika před polarizací, během polarizace a po ní [8]	9
Obr. 2. Princip zpětnovazebního řízení se zápornou zpětnou vazbou	14
Obr. 3. Princip dopředného řízení [12]	15
Obr. 4. Schéma stavového popisu	18
Obr. 5. Schéma pro stavovou zpětnou vazbu [19]	19
Obr. 6. Schéma stavové zpětné vazby se stavovým pozorovatelem s vyznačenými bloky, příslušící uvedeným rovnicím [19]	21
Obr. 7. Model sestavený v ANSYSu	23
Obr. 8. Pozice, orientace a číslování jednotlivých piezopatchů. Vlevo oranžově aktuátory, vpravo zeleně senzory	23
Obr. 9. Model aktuátoru v ANSYSu	24
Obr. 10. Model senzoru v ANSYSu	24
Obr. 11. Konstanty materiálových vlastností	24
Obr. 12. Grafické zobrazení pólů soustavy	25
Obr. 13. Grafická interpretace prvního vlastního tvaru soustavy.	26
Obr. 14. Grafická interpretace druhého vlastního tvaru soustavy.	26
Obr. 15. Schéma stavové zpětné vazby v prostředí programu SIMULINK	27
Obr. 16. Schéma stavové zpětné vazby se stavovým pozorovatelem v prostředí programu SIMULINK	27
Obr. 17. Budící signál (prvních 10s z celkových 227s)	28
Obr. 18. Umístění 13. senzoru na desce	30
Obr. 19. Umístění 15. senzoru na desce	30
Obr. 20. Umístění budícího aktuátoru na desce	31
Obr. 21. Výstupní signál pro neřízený systém	31
Obr. 22. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C13TC13$ a $q = 10^{-7}$	31
Obr. 23. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = C13TC13$ a $q = 10^{-7}$	31
Obr. 24. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = C15TC15$ a $q = 10^{-12}$	32
Obr. 25. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = C15TC15$ a $q = 10^{-12}$	32
Obr. 26. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = CTC$ a $q = 4 \cdot 10^{-8}$	32
Obr. 27. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = CTC$ a $q = 4 \cdot 10^{-8}$	32
Obr. 28. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele	32
Obr. 29. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele	32
Obr. 30. Umístění budícího aktuátoru na desce	33
Obr. 31. Výstupní signál pro neřízený systém	33
Obr. 32. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = CTC$ a $q = 2,4 \cdot 10^{-7}$	33
Obr. 33. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = CTC$ a $q = 2,4 \cdot 10^{-7}$	33
Obr. 34. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele	34

Obr. 35. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele	34
Obr. 36. Umístění budícího aktuátoru na desce.....	34
Obr. 37. Výstupní signál pro neřízený systém.....	34
Obr. 38. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = CTC$ a $q = 2,2 \cdot 10^{-7}$	35
Obr. 39. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = CTC$ a $q = 2,2 \cdot 10^{-7}$	35
Obr. 40. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele.....	35
Obr. 41. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele	35
Obr. 42. Umístění budícího aktuátoru na desce.....	36
Obr. 43. Výstupní signál pro neřízený systém.....	36
Obr. 44. Napětí na aktuátorech při návrhu $Q = CTC$ a $q = 3 \cdot 10^{-7}$	36
Obr. 45. Výstupní signál pro řízený systém při návrh $Q = CTC$ a $q = 3 \cdot 10^{-7}$	36
Obr. 46. Napětí na aktuátorech při použití stavového pozorovatele	36
Obr. 47. Výstupní signál pro řízený systém při použití stavového pozorovatele	36
Obr. 48. Rozložení aktuátorů a senzorů použitých pro lokální návrh.	37
Obr. 49. Výstupní signál pro neřízený systém všechny senzory	39
Obr. 50. Výstupní signál pro neřízený systém použité senzory	39
Obr. 51. Napětí na aktuátorech, pro lokální návrh, při $Q = ClokTClok$ a $q = 1,5 \cdot 10^{-3}$	39
Obr. 52. Výstupní signál pro lokální řízený systém při návrhu $Q = ClokTClok$ a $q = 1,5 \cdot 10^{-3}$	39
Obr. 53. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém.....	39
Obr. 54. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém	39
Obr. 55. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém a optimalizaci.....	40
Obr. 56. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém a optimalizaci.....	40
Obr. 57. Napětí na aktuátorech po rozšíření lokálního návrhu na celý systém.....	40
Obr. 58. Výstupní signál pro řízený systém po rozšíření lokálního návrhu na celý systém	40
Obr. 59. Amplitudová frekvenční charakteristika pro řízení z kapitoly 4.1.1. (z „24“ na „2“).....	42
Obr. 60. Impulzní odezva pro řízení z kapitoly 4.1.1.	42
Obr. 61. Amplitudová frekvenční charakteristika nového návrhu (z „24“ na „2“)	42
Obr. 62. Impulzní odezva nového návrhu	42
Obr. 63. Póly regulované soustavy pro návrh z kapitoly 4.1.1.....	43
Obr. 64. Póly regulované soustavy pro nový návrh	43
Obr. 65. Napětí na aktuátorech pro nový návrh.	43
Obr. 66. Výstupní signál pro řízený systém při použití nového návrhu.....	43
Obr. 67. Nové uchycení desky (Pootočení o 90°).	44
Obr. 68. Amplitudová frekvenční charakteristika (z „24“ na „2“).....	45

Obr. 69. Impulzní odezva pro řízení z kapitoly	45
Obr. 70. Umístění budícího aktuátoru	46
Obr. 71. Výstupní signál neřízené soustavy	46
Obr. 72. Akční zásahy	46
Obr. 73. Výstupní signál řízené soustavy	46
Obr. 74. Rozložení použitých aktuátorů (verze 1.)	47
Obr. 75. Rozložení použitých aktuátorů (verze 2.)	47
Obr. 76. Vykreslení singulárních čísel	48
Obr. 77. Amplitudová frekvenční charakteristika	48
Obr. 78. Impulzní odezva	48
Obr. 79. Amplitudová frekvenční charakteristika	48
Obr. 80. Impulzní odezva	48
Obr. 81. Výstupní signál neřízené soustavy	49
Obr. 82. Akční zásahy	49
Obr. 83. Výstupní signál řízené soustavy	49
Obr. 84. Amplitudová frekvenční charakteristika	50
Obr. 85. Impulzní odezva	50
Obr. 86. Výstupní signál neřízené soustavy	50
Obr. 87. Akční zásahy	50
Obr. 88. Výstupní signál řízené soustavy	50
Obr. 89. Fotografie experimentální struktury	51
Obr. 90. Rozložení použitých senzorů při experimentu	52
Obr. 91. Měření napětí na senzorech pro buzení v místě senzoru s označením kolokované 4	52
Obr. 92. Měření napětí na senzorech pro buzení v místě senzoru s označením kolokované 8	53
Obr. 93. Měření napětí na senzorech pro buzení ve všech místech s kolokovanými senzory.	53
Obr. 94. Výsledky měření napětí na pátém kolokovaném senzoru v čase. Nahoře výsledek bez řízení a dole s řízením.	54

Seznam tabulek

Tabulka 1. Hodnoty vlastních frekvencí	25
Tabulka 2. Hodnoty qi	41
Tabulka 3. Vlastní frekvence systému	44
Tabulka 4. Hodnoty qi	45
Tabulka 5. Hodnoty qi	47
Tabulka 6. Hodnoty qi	49