VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

AKTIVNÍ KOMPENZACE PRŮHYBU NÁSTROJE

ACTIVE COMPENSATION OF TOOL DEFLECTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. JAROMÍR ZARBOCH
AUTHOR

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

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaromír Zarboch

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Aplikovaná informatika a řízení (3902T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Aktivní kompenzace průhybu nástroje

v anglickém jazyce:

Active Compensation of Tool Deflection

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. S použitím CAD modelu hlavy poskytnuté výrobcem TOSHULIN a.s. vytvořte
   a) zjednodušený model hlavy jako vázané mechanické soustavy (MBS) a
   b) zjednodušený LTI model hlavy.
2. Navrhněte způsob kompenzace průhybu nástroje.
3. Navrhněte a do modelů zaveďte kompenzační prvky.
4. Vyhodnoťte dosažený kompenzační efekt ve frekvenční i časové oblasti.

Cíle diplomové práce:

Získat podklady pro strategické rozhodnutí výrobce o využití navrženého způsobu kompenzace.

Seznam odborné literatury:

ABELE,E.; ALTINTAS,Y.; BRECHER, C.: Machine tool spindle units, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 59, No. 1, 2010, pp.781–802, ISSN 0007-8506.

Vedoucí diplomové práce: doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 14.12.2012

L.S.

Ing. Jan Roupec, Ph.D. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem systému kompenzace průhybu nástroje, pro frézovací vřeteno C1, poskytnuté firmou TOSHULIN, a.s. Za pomocí programů ANSYS, MD ADAMS, Matlab/Simulink byl vytvořen zjednodušený simulační model vřetene, na který byly aplikovány kompenzační prvky. Jako akční prvky byly zvoleny tři piezoaktuátory, které jsou samostatně řízeny třemi PID regulátory. Efektivost tohoto kompenzačního systému byla ověřena na základě provedených simulací.

ABSTRACT

This paper deals with design of tool deflection compensation system for milling spindle C1, provided by company TOSHULIN, a.s. A simplified simulation model of the spindle supplemented by compensatory elements was built by using programs ANSYS, MD ADAMS, Matlab/Simulink. As action elements there were use three piezoactuators each controled by PID controler. Efficiency of this compensation system was verified based on performed simulations.

KLÍČOVÁ SLOVA

Model, aktivní, kompenzace, průhyb, nástroj, vřeteno, frézování, piezo stack, regulátor, ANSYS, Matlab, Simulink, MD ADAMS

KEYWORDS

Model, active, compensation, deflection, tool, spindle, milling, piezo stack, controler, ANSYS, Matlab, Simulink, MD ADAMS

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod odborným vedením svého školitele doc. RNDr. Ing. Tomáše Breziny, CSc., s použitím odborné literatury uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Brne dne ....

Bc. Jaromír Zarboch

Bibliografická citace

ZARBOCH, J. *Aktivní kompenzace průhybu nástroje.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc..

Poděkování

Na tomto míste bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce doc. RNDr. Ing. Tomáši Brezinovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady při zpracování teoretické i praktické části této práce a za ochotu, se kterou se mi věnoval.

Obsah

1. Úvod ... 11
2. Současný stav oboru ... 13
2.1. Průhyb nástroje ... 13
2.2. Metody kompenzace průhybu nástroje ... 13
2.2.1. Pasivní metoda kompenzace ... 13
2.2.2 Semi-aktivní metoda kompenzace ... 14
2.2.3. Aktivní metoda kompenzace ... 16
3. Tvorba simulačního modelu ... 21
3.1. Vytvoření mechanického modelu vřetene ... 21
3.1.1. Zjednodušení 3D modelu ... 21
3.1.2. Převod modelu ze Solid Works do ADAMS ... 22
3.1.3. Vazby v simulačním modelu ... 24
3.1.4. Nastavení parametrů vazeb ... 25
3.1.5. Modelování pružných těles ... 34
3.2. Návrh řešení kompenzace ... 42
3.2.1 Metoda kompenzace ... 42
3.2.2. Implementace kompenzačních prvků ... 43
3.2.3. Převod modelu z ADAMS do Matlab/Simulink ... 46
3.2.4. Modely akčních členů ... 49
3.2.5. Strategie řízení kompenzace ... 56
4. Výsledky simulace ... 67
5. Závěr ... 71
Seznam zdrojů ... 73
Seznam použitých symbolů ... 75
Přílohy ... 77

1. Úvod

Při tvorbě mechanických součástí si můžeme vybrat z několika různých technologií a metod výroby, jako je například zápustkové kování, odlévání přesných odlitků nebo vysokotlaké vstřikování plastů do kovových forem. Většina těchto metod se však sama neobejde bez nejpoužívanější technologie výroby, kterou je bezesporu obrábění. Máme teď na mysli konkrétní způsob třískového obrábění, nazývaného frézování.

Třískovým obráběním lze dosáhnout vysoké přesnosti a tvarové rozmanitosti povrchu obráběné součásti. Toho se využívá především při výrobě kovových forem pro různé způsoby tváření. Dodržení stanovených tolerancí takového obrobku je nezbytné pro získání požadované kvality produktu následující technologie. Dalším velmi názorným příkladem jedinečnosti technologie obrábění je výroba turbínových lopatek, kde obráběcí centra tenkým nástrojem vytvářejí přesně tvarovaný povrch s minimálními geometrickými odchylkami a s maximální povrchovou kvalitou. Každá technologie s sebou však nese také své nevýhody. Tou největší nevýhodou obrábění je pružnost obráběcího stroje. V důsledku nedostatečné tuhosti mohou na obráběcím stroji vznikat vibrace, které se mohou nepříjemně promítnout do výsledné kvality obrobku. V dnešní době se výrobci obráběcích center snaží tomuto nepříznivému jevu co nejefektněji předcházet, a to pomocí mnoha způsobů. Například použitím nestandardních typů materiálů pro rám stroje nebo použitím speciálních druhů pojezdů os. To, čím se však výrobci obráběcích strojů příliš nezabývají a co má zároveň velmi velký vliv na výslednou kvalitu obráběného povrchu, je pružnost řezného nástroje. Řezný nástroj je nejpoddajnější částí celého obráběcího stroje. Většina omezení při obráběcím procesu pramení právě z něj. Jedná se hlavně o strojní časy, které je třeba co nejvíce zkrátit pro dosažení vyšší produktivity, a tím i vyššího zisku. Kvůli nedostatečné tuhosti nástroje musí být redukovány posuvové rychlosti, aby byla zachována požadovaná přesnost. V důsledku toho se tak navyšuje výsledný strojní čas prováděné operace. Tento problém je tím markantnější, čím je nástroj tenčí a delší. Typickým příkladem je obrábění malých drážek pomocí tvarových fréz, kde jsou kladeny vysoké nároky na geometrickou přesnost. Jakým způsobem tedy odstranit problémy spojené s pružností nástroje? Na toto téma existují rozsáhlé vědecké studie [1], které se zabývají různými úpravami vřeten se snahou zlepšit tak vlastnosti celého obráběcího stroje.

Tato práce je zaměřena na speciální způsob eliminace ohybu nástroje při procesu obrábění pomocí piezoelektrických pohonů. Jako vstupní data je použito CAD modelu frézovací hlavy z pětiosého obráběcího centra PowerTurn, který byl poskytnut firmou TOSHULIN, a.s. Tato firma patří mezi nejznámější a nejproduktivnější společnosti zabývající se návrhem a konstrukcí obráběcích strojů nejen v České republice, ale v Evropě vůbec. Tento systém kompenzace by mohl značně zvýšit míru uspokojení potřeb zákazníka, a to pokud možno s minimálním zásahem do konstrukce obráběcího stroje. Cílem této práce je zkusit navrhnout kompaktní mechatronický systém pro uvedené vřeteno, který by co nejefektivněji kompenzoval nežádoucí odchylky špičky nástroje od jeho požadované pozice a mohl by tak přispět k zvýšení přesnosti a produktivity celého obráběcího stroje.

2. Současný stav oboru

2.1. Průhyb nástroje

Nástroj lze považovat za jednu z hlavních akčních částí obráběcího stroje, protože sám přichází do styku s obrobkem. Řezné nástroje však neobrábějí celým svým povrchem. Jejich hlavní a nejdůležitější částí je špička, která pomocí zubů odebírá drobné třísky materiálu z obrobku a utváří tak jeho finální tvar. Z toho vyplývá, že jakákoliv odchylka špičky nástroje od její teoretické polohy může mít neblahé, v některých případech až fatální následky na výslednou přesnost. Problém průhybu samotného nástroje vyplývá z faktu, že každý materiál, dokonce i pevná a povrchově upravená ocel, ze které je nástroj vyroben, podléhá účinkům působící řezné síly, a to má za následek vznik pružných deformací.

Nástroj je ve většině případů nejpoddajnější částí celého obráběcího stroje. Byla by však závažná chyba považovat ho za jedinou příčinu odchylky špičky nástroje od její požadované polohy. V práci [2] autor připisuje flexibilitě nástroje 20 až 55% podíl na celkové odchylce špičky nástroje. To nasvědčuje tomu, že pro efektivní eliminaci tohoto jevu by bylo na místě brát v potaz i nedokonalost některých dalších částí stroje, jako je například upínací systém, ložiska vřetene a polohovací systém stroje.

2.2. Metody kompenzace průhybu nástroje

Metoda obrábění kovů, jak jí známe dnes, vznikla již dávno při počátcích průmyslové revoluce. Není tedy divu, že v průběhu času se začala objevovat různá vylepšení pro dosažení vyšších výkonů a přesností obráběcích strojů. V dnešní době tak můžeme najít celou škálu metod zabývajících se kompenzací chyb na obrobené ploše, vzniklých právě průhybem nástroje. Pro názorné přiblížení principu činnosti byly tyto metody rozčleněny do tří následujících tříd.

2.2.1. Pasivní metoda kompenzace

Touto metodou se nijak neeliminuje flexibilita samotného nástroje. Tento způsob kompenzace se snaží předejít nebo aspoň zmírnit účinky průhybu špičky nástroje pomocí speciálních úprav konstrukce obráběcího stroje. Dochází k tomu již při výrobě, kdy zákazník klade zvláštní požadavky na zvýšenou tuhost v určitých osách stroje. To, jakým způsobem konkrétní výrobce těmto speciálním potřebám vyhoví, je otázka jeho knowhow. Ve většině případů se však jedná o drobné úpravy následujících, velmi důležitých součástí obráběcího stroje.

V první řadě je možné upravit upínací systém nástroje, a to jeho náhradou za některé robustnější provedení. Nejideálnější případ z hlediska tuhosti upínacího systému je nepoužívat upínací kužely, ale přímo upnout nástroj do dutiny vřetene. Tímto dojde k úplné eliminaci pružnosti spojení nástroje s upínacím kuželem. Toto provedení sice vede k zvýšení celkové tuhosti, ale nástroje pro takto upravený systém se vyrábí spíše na zakázku a tomu také odpovídá jejich cena. Mnohem vhodnějším řešením je nahradit stávající upínací kužel (v Evropě nejčastěji ISO nebo HSK) jeho větším ekvivalentem, který disponuje lepší tuhostí a současně se zachová stejná modularita z hlediska použitelných nástrojů.

Dalším důležitým prvkem, který se výrazně projevuje na celkové tuhosti stroje, jsou ložiska ve vřetenu. Speciálně pak ložiska v přední části vřetene, kde je také upevněn nástroj. Běžně se u frézovacích vřeten používá jeden pár ložisek s kosoúhlým stykem. Existuje mnoho druhů a mnoho výrobců ložisek, což při návrhu poskytuje velký potenciál

pro zlepšení tuhosti. Také zde však existují určitá omezení. Použitím tužších (větších) ložisek dojde k zvětšení rozměrů vřetene, a tím také narůstá problém s hmotností, která se může neblaze podepsat na výsledné rychlosti obráběcího stroje. V tomto případě je třeba najít vhodný kompromis pro dosažení dostatečné tuhosti s minimálním nárůstem váhy. Toho lze částečně docílit i vhodně zvoleným předpětím ložisek vřetene.

Je třeba si uvědomit, že zvýšení tuhosti polohovacího systému také vede k efektivnímu kompenzování průhybu špičky nástroje. Dnes na trhu existuje mnoho firem zabývajících se výrobou nejrůznějších typů pohybových systémů pro obráběcí stroje. Ať už se jedná o lineární krokové pohony (Hiwin), kuličkové šrouby (Kuličkové šrouby Kuřím) nebo méně kvalitní trapézové šrouby. Výrobci navíc nabízejí mnoho různých specifikací, kde limitující je pro zájemce pouze cena, která se především u špičkových kuličkových šroubů pohybuje až okolo 6 000 kč/metr.

Podstata této metody kompenzace je co nejefektivněji snížit pružnost všech důležitých součástí obráběcího stroje při zachování co nejlepších dynamických vlastností. Tímto způsobem kompenzace se zabývají především výrobci obráběcích strojů, kteří mají dost velké zkušenosti s konstrukcí a ve většině případů dokážou úspěšně odhadnout důsledky, které takovýto zásah vyvolá.

2.2.2 Semi-aktivní metoda kompenzace

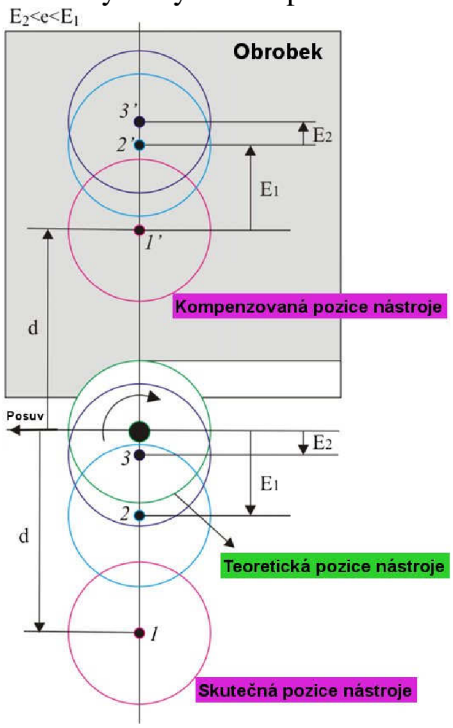
Daleko efektivnější a méně složitější je metoda semi-aktivní kompenzace. Na rozdíl od předchozí metody se liší především způsobem eliminace chyb na obrobené ploše. Děje se tak na základě speciální úpravy dráhy nástroje. Celý způsob kompenzace představuje pouze softwarové vylepšení stávajícího řídícího programu. Tím se docílí toho, že špička nástroje i přes pružné deformace obráběcího stroje dosáhne své požadované pozice s mnohem větší přesností. Tato metoda kompenzace je velice výhodná, protože nevyžaduje žádný fyzický zásah do konstrukce. Existuje mnoho různých provedení této metody. Většina z nich pracuje na principu offline kompenzace, kdy upravená dráha nástroje se spočítá ještě před započetím obráběcího cyklu. Dnes už se však objevují i novější online modifikace, které dráhu nástroje přizpůsobují přímo v průběhu obrábění. V dalších odstavcích budou prezentovány a stručně popsány nejnovější trendy v oblasti semi-aktivní kompenzace průhybu nástroje.

2.2.2.1. Offline kompenzace

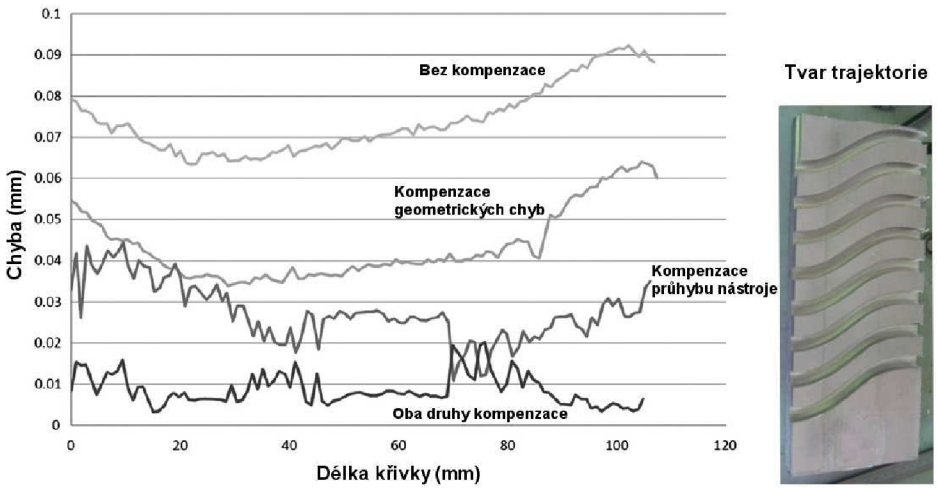
V práci [3] autoři vymysleli velmi efektivní způsob offline kompenzace, který při testovacím provozu dokázal vykompenzovat 90 % chyb na obrobené ploše (Obr. 2.). Podstatou této práce je na základě dráhy nástroje a řezných parametrů odhadnout chyby, které při řezném procesu vzniknou. Jako zdroj chyb se zde uvažuje pružnost nástroje a nedokonalá přesnost polohovacího systému obráběcího stroje.

Chyby vzniklé průhybem nástroje lze spočítat pomocí MKP nebo prutového modelu nástroje v závislosti na řezných silách. Pro stanovení složek řezných sil v průběhu celé trajektorie nástroje bylo použito speciálního výpočtového modelu pro stopkové frézy, použitého v práci [4]. Radiální, axiální a tangenciální složka síly je zde počítána pomocí tří pevně daných koeficientů K_{te}, K_{re}, K_{ae}, které se stanovují na základě tloušťky odebírané třísky a otáček nástroje a tří specifických koeficientu K_{tc}, K_{rc}, K_{ac}, které jsou stanoveny na základě experimentálního měření pro danou posuvovou rychlost a obráběný materiál. Za chyby vzniklé nedokonalou přesností polohování se považuje geometrická odchylka špičky nástroje od její teoretické polohy, způsobené pružnou deformací rámu stroje a jeho polohovacích os vlivem působení řezných sil. Geometrické chyby závisí na statické tuhosti

pohybových částí stroje a na proměnlivé hodnotě ramena působící řezné síly. Na základě odchylek způsobených deformací nástroje a rámu stroje je možné stanovit skutečnou trajektorii špičky nástroje při obrábění. Pomocí takzvané zrcadlové metody (Obr. 1.) je pak tato trajektorie převedena na novou dráhu nástroje, která zkoumané chyby vykompenzuje. Výsledkem této metody je vygenerovaný nový G-kód pro CNC obráběcí stroj.



Obr. 1. Zrcadlová metoda pro stanovení kompenzované pozice nástroje (převzato z [3]).



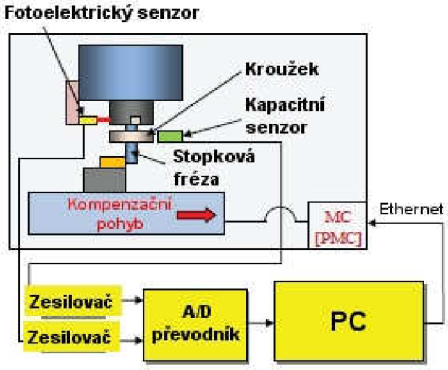
Obr. 2. Výsledky experimentálního obrábění z práce[3].

Tento způsob kompenzace se ukázal být velmi účinný, a to i pro složitou trajektorii nástroje. Navíc tato metoda neobsahuje žádné složité komponenty, čímž se její cenová dostupnost velice zvyšuje. Nevýhodou tohoto modelu je bezesporu způsob nepřímého stanovení řezných sil. Je třeba vytvořit dostatečnou databázi pro všechny koeficienty v závislosti na různých materiálech a řezných parametrech, což může představovat značnou časovou a finanční náročnost.

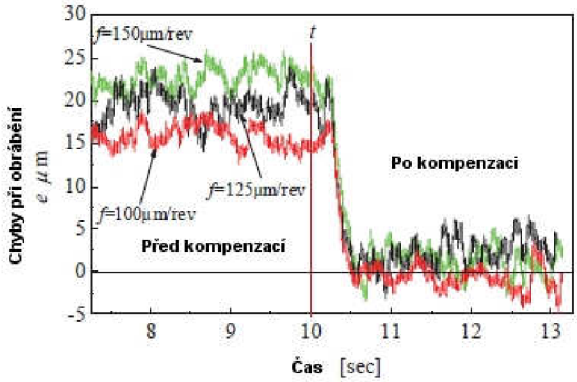
2.2.2.2. Online kompenzace

Velmi zajímavý postup způsobu kompenzace prezentuje práce [5]. Zde je průhyb nástroje kompenzován přímo při procesu obrábění, a to přídavným pohybem stolu. Výsledky provedeného experimentu ukázaly, že tato metoda velmi účinně kompenzuje chyby způsobené průhybem nástroje nezávisle na posuvové rychlosti (Obr. 4.).

Metoda je velmi flexibilní, protože je měřen skutečný průhyb nástroje pomocí kapacitního snímače, a to při každé otáčce vřetene. Průhyb nelze kvůli přítomnosti emulze a drobných třísek měřit přímo na špičce, a proto byl senzor upevněn ve vzdálenosti 40 mm od působiště síly (Obr. 3.). Pro stanovení průhybu špičky nástroje je použito lineárního vztahu, kde jediný neznámý koeficient statické tuhosti je předem experimentálně zjištěn pro konkrétní nástroj. Získaná odchylka je pak dále použita jako změna polohy počátku souřadného systému obráběcího stroje. Tato změna je provedena přídavným posunutím stolu v příslušné ose, což má za následek eliminaci odchylky vzniklé průhybem nástroje.



Obr. 3. Schematický obrázek metody kompenzace podle práce [5].



Obr. 4. Výsledky experimentu, uvedeného v práci [5].

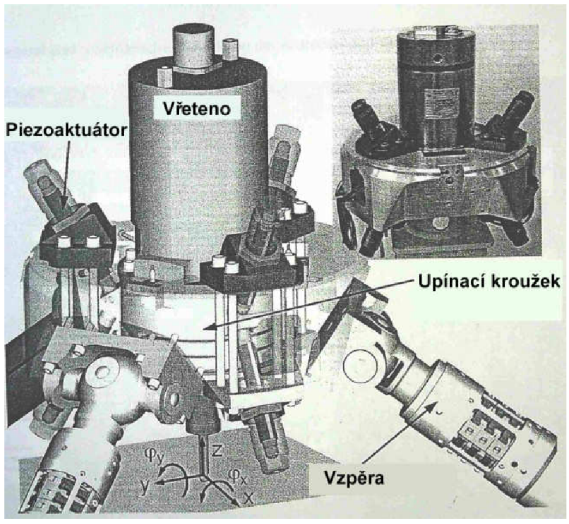
Uvedený experiment byl proveden pouze pro přímočaré trajektorie a je tak jen otázkou, zda by byl stejně úspěšný i při složitějším pohybu. Kompenzační systém je tvořen sadou zesilovačů, A/D převodníkem a běžným PC, který je online propojen s obráběcím centrem. To dělá z této metody velmi jednoduchý, nenáročný a levný způsob, jak zvýšit přesnost obráběcího stroje.

2.2.3. Aktivní metoda kompenzace

Bezesporu nejmodernější způsob, jak dosáhnout větší přesnosti obrábění, představuje aktivní způsob eliminace průhybu nástroje. Tato metoda využívá akčních částí, které na základě informací z vhodně situovaných senzorů generují příslušný akční zásah, který zmírní nebo někdy úplně eliminuje nežádoucí účinky deformace nástroje. Takovýto

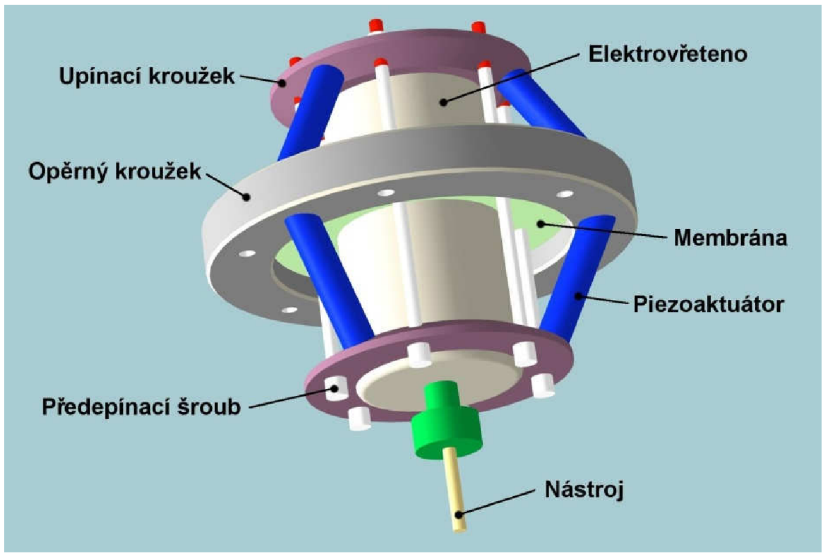
akční zásah je možné si představit jako určitý aditivní posuv či natočení samotného vřetene ve vřeteníku. To je velmi obtížně představitelné, neboť zde nastává problém, jak přivést k vřetenu hnací moment a zároveň zachovat jeho pohyblivost. Z tohoto důvodu se pro tuto aplikaci kompenzace nehodí jakákoliv vřetena s připojením hnacího momentu přes ozubená kola nebo řemeny. Jediným možným typem použitelných vřeten jsou HSC elektrovřetena, která disponují vlastním vestavěným elektropohonem, čímž odpadá problém s přivedením hnacího momentu. Samotný pohyb a natočení vřetene ve vřeteníku je uskutečněn pomocí speciálních lineárních aktuátorů z piezokeramického materiálu (piezoaktuátory). Tyto piezoaktuátory se vyznačují velkým silovým působením až v řádu desítek kN, avšak velmi malým posuvem v řádech desítek až stovek μm.

Při rešerši bylo zjištěno několik různých způsobů konstrukčního uspořádání těchto piezoaktuátorů. Na Technické univerzitě v Chemnitz byl vytvořen adaptronický systém se šesti předepnutými piezoaktuátory umístěnými kolem vřetene [6] (viz Obr. 5.). Tento systém byl primárně vytvořen pro implementaci na speciální konstrukci obráběcího stroje zvaného tripod. Jeho hlavním účelem bylo zajistit přídavné mikropolohování, pro dosažení vyšších přesností těchto typů obráběcích strojů. Autoři však uvádí i možnost využití tohoto systému pro kompenzaci průhybu nástroje.



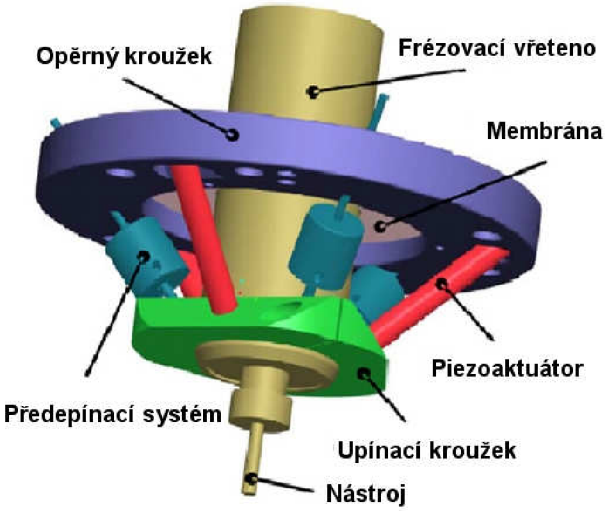
Obr. 5. Konstrukce kompenzačního systému z práce [6].

Naprotitomu ve studii [7] byl na univerzitě v Hannoveru vytvořen jiný způsob uspořádání adaptronického systému. Opět bylo použito šest předepnutých piezoaktuátorů, které byly po dvojicích rozmístěny kolem vřetene (viz. Obr. 6.). Toto uspořádání však bylo navrženo právě pro běžné konstrukce obráběcích strojů, které mají vřeteno uložené ve vřeteníku (což je i případ stroje PowerTurn firmy TOSHULIN, a.s.). Pomocí vhodné kombinace posuvů jednotlivých aktuátorů může být vřeteno natočeno podél dvou os x a y. Střed otáčení zajišťuje speciální pružná membrána. Pro dosažení požadované pozice špičky nástroje je třeba znát délky všech šesti aktuátorů, což zajišťuje model zpětné kinematiky. Společně s průhybem nástroje vypočítaného z prutového modelu s ekvivalentním průměrem lze následně dosáhnout vhodného natočení vřetene, které bude mít za následek kompenzaci chyb vzniklých průhybem na špičce nástroje. Primární účel tohoto systému je kompenzace vibrací nástroje, není však problém aplikovat jej i na eliminaci statického průhybu nástroje.



Obr. 6. Uspořádání adaptronického systému, uvedeného v práci [7].

Drobnáúprava v uspořádání aktuátorů kolem vřetene oproti předešlému systému byla představena v práci [8]. Tento adaptronický systém byl zkonstruován přímo za účelem kompenzace statického průhybu nástroje. Jak je vidět z obrázku 7., jediný rozdíl v konstrukci je, že počet aktuátorů byl zredukován na polovinu, což se ukázalo jako vhodné řešení k dosažení efektivní kompenzace. Průhyb nástroje je stanoven pomocí matematického modelu statických tuhostí jednotlivých částí adaptronického systému a hodnot řezných sil, měřených přímo na obrobku. Na základě průhybu je pak vypočtena pomocí zrcadlové metody nová pozice špičky nástroje, která průhyb vykompenzuje. Tento systém byl otestován při experimentálním obrábění hliníkového obrobku a prokázal schopnost kompenzace 50 až 90 % průhybu nástroje.



Obr. 7. Adaptronický systém pro kompenzaci průhybu nástroje podle práce [8].

Hlavní nevýhodou adaptronických systémů je poměrně velká pořizovací cena. Ceny piezoaktuátorů se běžně pohybují v desítkách tisíc korun. Ke každému aktuátoru je zapotřebí také speciální napájecí jednotka, generující velmi vysoká napětí, což také značně zvýší požadavky na bezpečnost práce s tímto zařízením. Dále je třeba počítat také se nárustem hmotnosti, protože součástí adaptronických systémů jsou, mimo aktuátory, také

velmi tuhé upínací ocelové kroužky, které mohou celkovou hmotnost navýšit třeba i o několik desítek kilogramů.

Na druhou stranu aktivní způsob kompenzování průhybu nástroje je velmi univerzální a robustní způsob, jak eliminovat chyby na obrobené ploše, vzniklé pružnými deformacemi některých důležitých částí obráběcího stroje. Díky adaptronickému systému, který umožňuje polohovat vřeteno nezávisle na hlavních pohybech stolu a rámu stroje, je tento způsob kompenzace naprosto nezávislý na řezných parametrech a nevyžaduje žádný zásah do hlavního programu obráběcího stroje. Jde tedy o real-time autonomní systém.

Z předešlého textu vyplývá, že metoda aktivní kompenzace průhybu nástroje představuje velký potenciál pro zlepšení výkonnosti a přesnosti různých typů obráběcích strojů. Existují i teoretické práce [9], kde se pomocí elektromagnetu a piezoaktuátoru kompenzují vibrace a průhyb nože u soustruhu. Tento projekt však nebyl doposud experimentálně vyzkoušen, a proto nebyl v této práci uveden. Nicméně i takovéto práce však mohou přispět k závěru, že efektivita kompenzačních metod s pomocí mechatronických a adaptronických systémů je nejen dostačující, ale může s přehledem konkurovat jiným způsobům eliminace chyb, jako je například metoda semi-aktivní kompenzace, která je v dnešním výzkumu také velmi populární. Z tohoto důvodu bylo usouzeno, že bude bezesporu přínosné zabývat se aktivní metodou kompenzace i v této práci.

3. Tvorba simulačního modelu

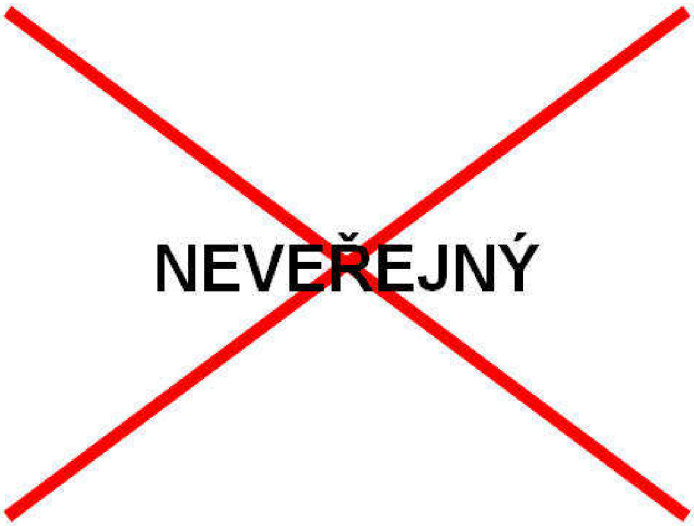
Tato kapitola se věnuje podrobnému návrhu simulačního modelu pro kompenzaci průhybu špičky nástroje. První část je věnována mechanickému modelu vřetene, který je později rozšířen o kompenzační prvky. V závěru kapitoly je pak zkoumána nejvhodnější strategie řízení akčních členů.

3.1. Vytvoření mechanického modelu vřetene

Tato část je zaměřena na vytvoření modelu vřetene v programu ADAMS View 2010 jako vázané soustavy těles, za účelem predikce průhybu špičky nástroje. Dále tato podkapitola pojednává o vhodném návrhu parametrů tohoto modelu a případné volbě modelování některých problematických částí jako pružných těles.

3.1.1. Zjednodušení 3D modelu

Firma TOSHULIN, a.s. pro tuto práci poskytla kompletní 3D dokumentaci několika svých vřeten. Jedná se o frézovací hlavy, pro obráběcí centrum POWERTURN C1, POWERTURN C2 a BASICTURN C1. Z těchto materiálů byl nakonec vybrán výrobek PŘÍMÁ HLAVA ISO 50 PRO POWERTURN C1 (viz Obr. 8).



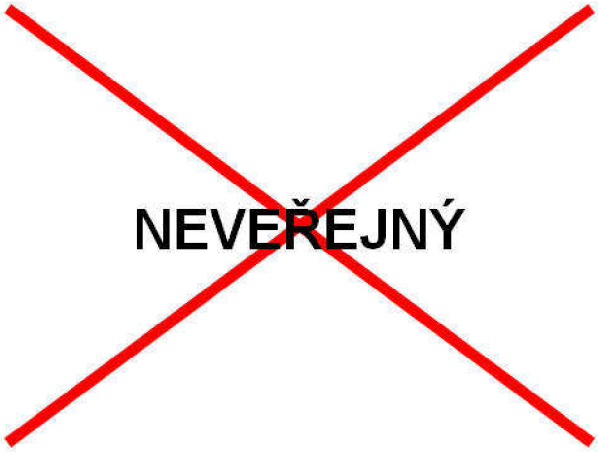
Obr. 8. Frézovací vřeteno pro stroj POWERTURN C1, firmy TOSHULIN, a.s.

Jak je vidět z ilustračního obrázku z programu Solid Works 2011, 3D model je pro účely modelování kompenzace průhybu nástroje zbytečně podrobný a simulace s takovýmto objemným modelem by byla nevhodná, až nerealizovatelná. Proto je zapotřebí 3D model zredukovat pouze na ty prvky, které jsou pro kompenzaci důležité. Je zcela zřejmé, že například model talířových pružin a uchopovacího mechanizmu pro ISO kužel nebude pro simulaci přínosný, a proto byl jako spousta dalších součástek z 3D modelu odstraněn. Cílem je získat co možná nejjednodušší model, který by však ještě byl schopen dostatečně přesně popisovat chování tohoto systému při kompenzaci.

Úkolem modelu sestaveného v této části kapitoly je především stanovení průhybu špičky nástroje. Jak bylo řečeno v kapitole 2., podíl na tomto jevu má mimo nástroje také jeho upnutí a v nemalé míře i ložiska vřetene. Po konzultaci s vedoucím práce a odbornými asistenty bylo rozhodnuto, že ložiska vřetene nebudou modelována jako tělesa, protože

problematika modelování ložisek je velmi rozsáhlá a zabrala by příliš mnoho času. Z tohoto důvodu byl vybrán méně přesný způsob ztvárnění ložiska ve vřetenu, který bude popsán v další kapitole. Naproti tomu upínací kužel nástroje představuje přijatelnější nároky na modelování a současně by mohl mít také velký vliv na výpočet a dynamický průběh průhybu špičky nástroje. 3D model upínacího kužele není součástí vřetene. Bylo proto zapotřebí jeho model vytvořit. Jako podkladů bylo použito dat uvedených na webové stránce výrobce a distributora upínacích systémů Markagro s. r. o. [10]. Kromě upínacího systému a ložisek vřetene bylo zapotřebí zachovat i některé dílčí součástky, které udávají venkovní rozměry a tvar celému vřetenu, a to z důvodů následné aplikace kompenzačních prvků. Samotný nástroj bude modelován později až v prostředí programu ADAMS View.

Výsledný 3D model vřetene se tedy skládá z hřídele, ISO kužele, základního obalu vřetene a několika víček. Ostatní prvky vřetene se v simulačním modelu projeví v poloze těžiště vřetene, jeho celkové hmotnosti a momentech setrvačnosti. Výsledný zredukovaný geometrický model je možné vidět na obrázku 9.



Obr. 9. Zredukovaný 3D model frézovacího vřetene, určený pro simulaci kompenzace průhybu nástroje.

3.1.2. Převod modelu ze Solid Works do ADAMS

V předešlé kapitole byl sestaven redukovaný 3D model frézovacího vřetene. Nyní je zapotřebí jej neimportovat do programového prostředí ADAMS View 2010. Program ADAMS nepodporuje formát žádných 3D modelářů. Z tohoto důvodu musel být model importován pouze jako formát parasolid (x_t). Tento formát v sobě nese pouze údaje o geometrii modelu, nikoliv o jeho fyzikálních vlastnostech. Po úspěšném naimportování do programu ADAMS bylo zapotřebí ještě jednotlivým částem modelu přiřadit hmotnost, polohy těžiště a momenty setrvačnosti. Tyto veličiny jsou velmi důležité pro simulaci dynamického průběhu chování systému. Z toho důvodu je zapotřebí použít hodnoty veličin z původního úplného 3D modelu, aby bylo dosaženo co největší přesnost simulačního modelu. Jako nástroj pro výpočet těchto veličin byla použita speciální funkce programu Solid Works 2011, nazvaná *Fyzikální vlastnosti*. Takto získané hodnoty hmotností a momentů setrvačnosti včetně souřadnic těžiště byly zadány do simulačního modelu v programu ADAMS. Tím se navázal vliv částí, odstraněných z modelu při redukci na tubus vřetene. Konkrétní hodnoty těchto údajů pro jednotlivé prvky modelu jsou uvedeny v Tab. 1. až Tab. 3.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 1. Fyzikální veličiny pro simulační model (tubusu vřetene).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 2. Fyzikální veličiny pro simulační model (hřídel).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 3. Fyzikální veličiny pro simulační model (ISO kužel).

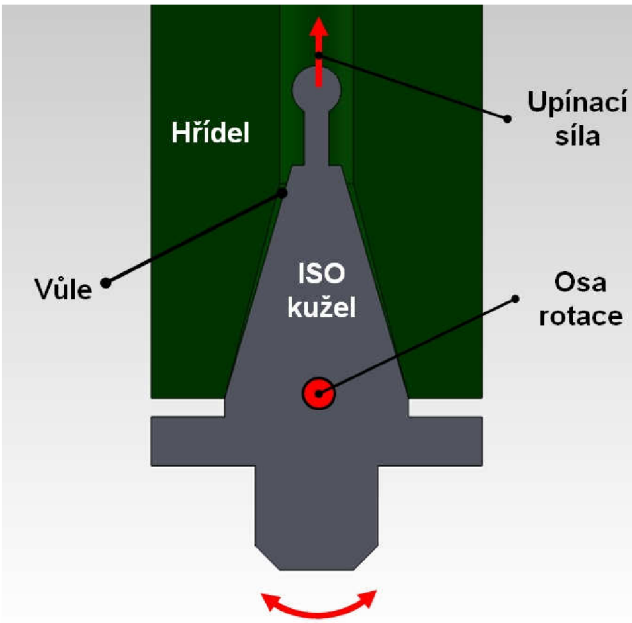
Poslední částí modelu je samotný nástroj. Tato část modelu vřetene byla vytvořena přímo v programu ADAMS, pomocí integrovaného jednoduchého modeláře. V této části tvorby simulačního modelu byl nástroj nahrazen tuhým válcovým modelem o průměru 4 mm a délce 63 mm. Rozměry jsou převzaty z webové dokumentace pro asymetrickou dvoubřitou stopkovou frézu pro drážky, vyráběnou firmou ZPS-FRÉZOVACÍ NÁSTROJE [11]. Záměrně byl zvolen tenký nástroj pro demonstraci nejnepříznivějších podmínek obrábění.

3.1.3. Vazby v simulačním modelu

Po naimportování jednotlivých částí do simulačního modelu je nyní zapotřebí tyto části vzájemně propojit pomocí příslušných vazeb.

Zde přichází místo pro návrh modelu ložisek. Ty jsou v simulačním modelu nahrazeny speciálním druhem bodové vazby mezi tubusem vřetene a hřídelem zvané Bushing. Tento typ vazby představuje zcela pohyblivé uložení s možností nastavení koeficientů tuhosti a tlumení ve všech stupních volnosti. Poloha ložisek na hřídeli je převzata z původního 3D modelu z programu Solid Works (viz Obr. 8.).

Dále je třeba se zamyslet nad způsobem propojení ostatních prvků systému. Nejjednodušším způsobem zavazbení dvou prvků je pevná vazba, která omezuje všech šest stupňů volnosti a představuje tak dokonalé spojení (vetknutí). Při použití tohoto typu vazby by mohlo dojít k výraznému zhoršení přesnosti simulačního modelu, protože nedokonalá tuhost některých klíčových spojů v tomto systému se poměrně výrazně projevuje na průběhu špičky nástroje. Vliv různých částí a spojů celého obráběcího stroje na průhyb špičky nástroje je zkoumán v práci [2].

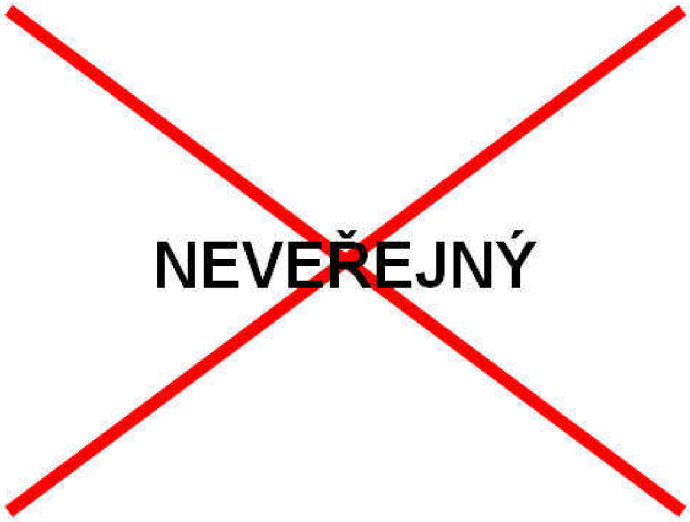


Obr. 10. Stanovení teoretického bodu působiště vazby Bushing ISO kužel – Hřídel.

Na základě informací uvedených v [2] bylo stanoveno, že jako pružné spoje by bylo vhodné modelovat také spojení ISO kužele s hřídelem a snad největší nutností je namodelovat především spojení nástroje s ISO kuželem. Právě problematikou modelování dynamiky systému nástroj - upínací kužel - vřeteno se zabývá práce [12]. Zde byl upínací kužel rozdělen na několik částí (upnutí nástroje, tělo upínacího kužele, upnutí kužele do vřetene) a každá část byla reprezentována svojí maticí tuhosti a tlumení. Spoje mezi všemi částmi jsou modelovány jako dokonale tuhé. Tato metoda modelování se nazývá RCSA (Receptance Coupling Substructure Analysis). Pro náš návrh modelování této části vřetene bylo použito obdobné metody. Pro prvotní simulace byl model upínacího kužele namodelován jako tuhý prvek s pružnými vazbami (Bushing) v místech upnutí ISO kužele ve hřídeli a upnutí nástroje do ISO kužele. Pozice vazby nástroj - ISO kužel je pro zjednodušení umístěna na špičku ISO kužele (viz Obr. 11.). Při umisťování vazby ISO kužel – hřídel bylo použito následující úvahy. Kuželovitá plocha v hřídeli se konstrukčně navrhuje s určitými tolerancemi kuželovitosti, které zajistí bezproblémové nasazování a odnímání ISO kužele. Důsledkem toho má kuželová dutina v hřídeli nepatrně menší

kuželovitost než samotný ISO kužel (kužel v hřídeli je ostřejší). Následně je pak třeba vzít v potaz ještě systém upínání ISO kuželů. Ten pracuje tak, že pomocí talířových pružin je vyvinuta síla, která kužel, přes kulovitou stopku vtahuje do dutiny hřídele. Na základě těchto faktů bylo stanoveno přibližné působiště vazby jako teoretický bod otáčení upnutého ISO kužele (viz Obr. 10.).

Ve výše uvedených odstavcích byl popsán způsob návrhu zavazbení jednotlivých částí simulačního modelu vřetene. Ve všech případech bylo použito obecné pružné vazby typu Bushing. Výsledné uspořádání vazeb modelu vřetene v programu ADAMS je vidět na obrázku 11.



Obr. 11. Uspořádání vazeb simulačního modelu vřetene v programu ADAMS.

3.1.4. Nastavení parametrů vazeb

V předešlé kapitole byly zvoleny vhodné typy a umístění vazeb mezi jednotlivými částmi modelu vřetene. Jak bylo výše uvedeno , jedná se o typ vazby zvané Bushing, která umožňuje nastavení parametrů tuhosti a tlumení v šesti stupních (rotace kolem x, y, z; posunutí v x, y, z). Pro jednoduchost byly jednotlivé paramtery považovány jako statické.Z toho vyplývá, že pro každou vazbu je zapotřebí vhodně nastavit dvanáct koeficientů. Jelikož nebylo možné zajistit přímá měření tuhostí na reálném vřeteni, byly požadované koeficienty zjištěny pouze přibližně na základě teoretických i praktických znalostí konstruktérů obráběcích strojů. V následujících podkapitolách bude popsán postup, jakým byly hodnoty koeficientů získány.

3.1.4.1. Koeficienty tuhosti

Pro získání hodnot koeficientů tuhosti vazby Nástroj – ISO kužel bylo použito vztahů uvedených v knize Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty [13]. Tyto vztahy vyjadřují závislosti stykových ploch a stykových tuhostí jednotlivých materiálů na výsledné statické tuhosti spoje. Stykové plochy u spojení nástroje s upínacím kuželem mohou být různé, podle typu technologie upínání. Dnes existuje celá škála nejrůznějších typů upínaní nástroje a každý z nich má své klady i zápory. Jelikož pro tuto práci nebyly zadány přímé požadavky na způsob upínání nástroje, byla proto pro jednoduchost zvolena styková plocha válcového tvaru. Tento tvar sice neodpovídá žádné skutečné stykové ploše tohoto spojení, ale má velmi blízko k tepelnému upínání nástroje do upínacího kužele a pro

prvotní modelování je toto zjednodušení přijatelné. Volba materiálu stykových ploch byla provedena za konzultace s odbornými pracovníky výrobního závodu TOSHUIN, a.s. Pro tento případ byly stykové plochy uvažovány jako ocelové s broušeným povrchem.

Na základě získaných údajů o tvaru a povrchu stykových ploch byl z literatury [13] vybrán příslušný vztah (1) pro výpočet posuvových tuhostí k_f spoje s válcovou stykovou plochou

$$k_f = 2 \cdot l \cdot D_e \cdot k_{sn}, \tag{1}$$

kde symbol l značí délku spoje (výška válce), D_e je ekvivalentní průměr, který se vypočítá podle vztahu (2)

$$D_e = \pi \cdot \frac{d}{4}, \tag{2}$$

kde$d$ označuje průměr stykové plochy (průměr válce). Koeficient k_{sn} pak zastupuje hodnotu stykové tuhosti pro dva ocelové broušené povrchy, jejiž hodnota $1\ MPa \cdot \mu m^{-1}$ byla odečtena z tabulky pro příslušný materiál a povrch stykových ploch, uvedené v [13]. Po dosazení příslušných hodnot na základě předešlých údajů a geometrických modelů nástroje a upínacího kužele jsou výpočetní vztahy následující.

$$D_e = 3{,}1416 \cdot \frac{0{,}004}{4} = 3{,}1416 \cdot 10^{-3} m$$

$$k_f = 2 \cdot 0{,}006 \cdot (3{,}1416 \cdot 10^{-3}) \cdot 10^{12} = 3{,}7699 \cdot 10^{7} N \cdot m^{-1}$$

Všechny hodnoty dosazené do vzorce jsou v základních jednotkách (m, Pa, N). Pro koeficient l byla zvolena hodnota $6\ mm$, která odpovídá části stopky použitého nástroje, která je upnuta do ISO kužele. Tento parametr byl převzat z technického popisu výrobku, uvedeného na webu distributora řezných nástrojů [14].

Na základě výše uvedených předpokladů byla za pomoci vztahu (3) převzatého z [13] vypočítána také tuhost v natočení k_φ**.** Význam dílčích koeficientů je totožný jako v případě posuvové tuhosti.

$$k_\varphi = \frac{1}{6} \cdot D_e \cdot l^3 \cdot k_{sn} \tag{3}$$

Po dosazení hodnot l, D_e a k_{sn} nabývá vztah tvaru

$$k_\varphi = \frac{1}{6} \cdot (3{,}1416 \cdot 10^{-3}) \cdot 0{,}006^3 \cdot 10^{12} = 1{,}131 \cdot 10^{2}\ N \cdot m \cdot rad^{-1}.$$

Při stanovení koeficientů tuhosti vazby ISO kužel – hřídel nastává taktéž problém se stanovením tvaru stykových ploch. Z předešlých obrázků je zřejmé, že obecný tvar styku této vazby je kuželová plocha. Vyskytuje se tu však mnoho nedokonalostí, jako jsou například makroskopické nerovnostinebo tolerance kuželovitosti (viz. Obr. 10.), které by mohly výsledný výpočet ovlivnit. Podle literatury [13] je vhodné pro prvotní výpočty a simulace uvažovat vždy dokonalé spojení dvou kuželových ploch, protože zakomponování

vlivu těchto nedokonalostí do výpočtu statických tuhostí je velmi obtížné a případně se řeší experimentálně. Povrch stykových ploch této vazby byl zvolen opět jako v předešlém případě, tedy kontakt dvou ocelových ploch s broušeným povrchem.

Podle [13] se pro výpočet posuvové tuhosti a tuhost v natočení spoje s kuželovými stykovými plochami používá stejný vztah jako pro válcové stykové plochy (1). To, co však zdroj v tomto případě neuvádí, je výpočet ekvivalentního průměru kuželové plochy. Uvažujeme tedy pro jeho výpočet vztah (2) s tím, že za hodnotu koeficientu d byl dosazen střední průměr kuželové plochy $56{,}28\,mm$ (průměr v polovině výšky kužele). Hodnota výšky kužele $l = 86\,mm$ byla odečtena z 3D modelu ISO kužele v programu Solid Works. Po dosazení všech hodnot v základních jednotkách nabývá vztah (2) tvaru

$$D_e = 3{,}1416 \cdot \frac{56{,}28 \cdot 10^{-3}}{4} = 4{,}4202 \cdot 10^{-2}\ m.$$

Následně pak po dosazení do vztahu (1) získáme hodnotu koeficientu posuvové tuhosti pro vazbu ISO kužel – hřídel

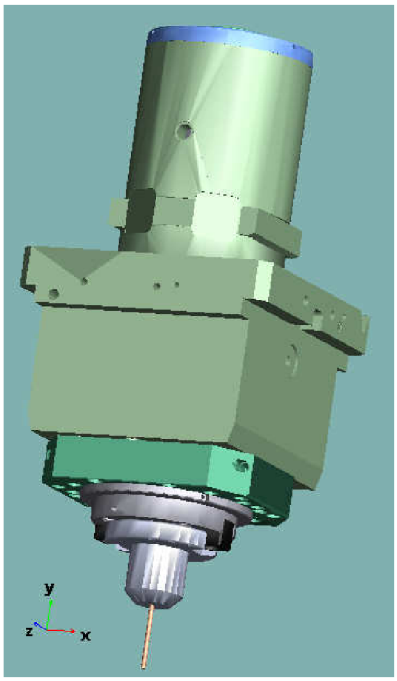
$$k_f = 2 \cdot 0{,}086 \cdot (4{,}4202 \cdot 10^{-2}) \cdot 10^{12} = 7{,}6027 \cdot 10^{9} N \cdot m^{-1}.$$

Obdobně je pak stanovena hodnota tuhosti v natočení, pro kterou byl použit vztah (3)

$$k_\varphi = \frac{1}{6} \cdot (4{,}4202 \cdot 10^{-2}) \cdot 0{,}086^3 \cdot 10^{12} = 4{,}6858 \cdot 10^{6}\ N \cdot m \cdot rad^{-1}.$$

Pomocí vztahů (1), (2) a (3) byly stanoveny hodnoty statických tuhostí spojů nástroje a upínacího kužele. Tyto vztahy určují tuhost proti natočení a posunutí pouze při aplikaci síly, která působí kolmo k ose spoje. Pokud uvažujeme jistou symetrii v poddajných vlastnostech systému, pak hodnoty tuhostí vypočítané v této části kapitoly odpovídají tuhostem proti natočení a posunutí pouze podél dvou vodorovných os (osy x, z podle Obr. 12.). Zbývá ještě vyřešit problém s tuhostmi podél svislé osy (osa$y$ viz Obr. 12.). Opět bylo použito jistého zjednodušení. Pro účely mechanického modelu vřetene, určeného k simulaci průhybu nástroje, budou uvažovány jeho deformační vlastnost ve vztahu k svislé ose jako téměř dokonale tuhou. Program ADAMS neumožňuje zadávat koeficienty o hodnotách nekonečně velkých, proto byly tyto koeficienty nahrazeny hodnotou blížící se k této mezi. Vzhledem k nejvyšším řádům vypočítaných tuhostí (10^9) by mohla být hodnota 10^{13} dostatečně velkou, aby bylo možné systém v daném směru považovat za téměř dokonale tuhý oproti ostatním osám.

Nyní nastává problém s určením koeficientů tuhosti ložisek vřetene. V průběhu rešerše nebyl nalezen žádný univerzální způsob, jak získat hodnoty těchto koeficientů z dat dostupných v této práci. Jediným způsobem by bylo pokusit se ložiska namodelovat v programu ANSYS jako soustavu pružných těles. Tento způsob modelování ložisek byl zavržen na počátku práce z důvodu časové náročnosti. Po konzultaci s odbornými asistenty a vedoucím práce byly koeficiety tuhosti v natočení a posuvových tuhostí nastaveny libovolně tak, aby se výsledná statická posuvová tuhost celého vřetene (mimo nástroj a jeho upnutí) pohybovala v řádu $10^7\ N \cdot m^{-1}$. Statická tuhost celého vřetene je jediný parametr, který se v běžné praxi dá poměrně snadno změřit a podle druhu a velikosti obráběcího stroje se pohybuje právě ve stanovené mezi.



Obr. 12. Souřadný systém pro simulační model v programu ADAMS.

Při pohledu na obrázek 8. je patrné, že oba přední páry ložisek (zelená ložiska) jsou spolu totožná a ložiskový pár v zadní části vřetene (červená ložiska) je poněkud menších rozměrů. To vyplývá z konstrukčních návrhů vřeten, kdy velký důraz na tuhost a snaha o minimalizaci házení se klade především na přední ložiska, která jsou blíže zatížení. Z toho plyne, že i v simulačním modelu by měly být ložiska v přední části tužší než ložiska v zadní části. To bylo bráno v potaz při návrhu koeficientů tuhostí. Pro značné zjednodušení bylo využito stejné úvahy o tuhostech ve svislém směru, jako u ISO kužele. Tedy hodnoty tuhostí ložisek ve svislém směru nabývají hodnot 10^{13}.

Postup stanovení koeficientů tuhosti ložisek ve vodorovných osách x, z byl následující. Jelikož byly oba páry předních ložisek označeny za totožné, byla jim v průběhu simulace nastavována vždy totožná hodnota koeficientů tuhosti. Za tímto účelem byly v programu ADAMS vytvořeny speciální návrhové proměnné (*Design variable*), pomocí kterých bylo možné nastavovat hromadně jednotlivé koeficienty vazeb (ložisek). Oproti tomu hodnoty koeficientů zadních ložisek byly vždy nastavovány v mezi $0{,}25$ až $0{,}75$ násobku hodnot koeficientů předních ložisek. Výsledný experimet pro stanovení koeficientů tuhosti ložisek probíhal tak, že pro konstantní budící sílu $1000\ N$, působící na nástroj, byly pomocí senzorů umístěných na různých částech vřetene zjišťovány statické průhyby jednotlivých částí q. Z těchto průhybů byla pak pomocí jednoduchého vztahu (4)

$$k = \frac{F}{q} \tag{4}$$

stanovena statická tuhost, která se musela pohybovat v požadovaném řádu $10^7\ N \cdot m^{-1}$.

Výsledné hodnoty koeficientů tuhosti ložisek jsou zaneseny do následujících tabulek (Tab. 6. až Tab. 7.).

V této kapitole byly pomocí nejrůznějších postupů a úvah stanoveny potřebné koeficienty tuhostí pro všechny pružné vazby (Bushing) simulačního modelu v programu ADMAS. Pro názornost jsou tyto koeficienty pro příslušné osy seřazeny v následujících tabulkách (Tab. 4. až Tab. 7.).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 4. Koeficienty tuhosti pro vazbu mezi nástrojem a upínacím kuželem (Bushing Nástroj – ISO kužel).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 5. Koeficienty tuhosti pro vazbu mezi upínacím kuželem a hřídelem (Bushing ISO kužel - Hřídel).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 6. Koeficienty tuhosti pro přední ložiska (BushingLožisko 1, Bushing Ložisko 2).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 7. Koeficienty tuhosti pro zadní ložiska (BushingLožisko 3).

3.1.4.1. Koeficienty tlumení

Stanovení koeficientů tlumení pro pohybové rovnice mechanických modelů je proces velmi obtížný a takřka neverifikovatelný.Dokonce ani výrobci obráběcích strojů nejsou schopni hodnoty těchto koeficientů poskytnout.

Z teoretického hlediska by se mohly tyto koeficienty získat pomocí experimentálního měření výchylky harmonických kmitů jednotlivých částí za předpokladu znalosti jejich hmotností a poddajností (tuhostí). Pro měření výchylek takovýchto kmitů je zapotřebí vhodných snímačů vzdálenosti, které musí být dostatečně pevně připevněny, aby do naměřených hodnot nevnášely další relativní signály. Je tedy patrné, že hodnota koeficientů tlumení může být značně zkreslena nepřesnostmi jiných, ať už naměřených nebo vypočítaných koeficientů, které jsou pro její stanovení zapotřebí.

Nicméně výše popsaný postup je spíše učebnicový a v praxi se nepoužívá. V reálných případech se spíše koeficienty tlumení pro pohybové modely určují na základě porovnávání obecného chování modelu vůči reálnému systému. Tyto koeficienty jsou tedy v podstatě posledním ladícím prvkem simulačního modelu pro dosažení maximální shody s reálnou soustavou.

Mezi prostředky poskytnuté na zpracování této práce nepatří žádné experimentální měření na reálném obráběcím stroji nebo na jeho součástech. Proto byl zvolen jiný postup, jakým přibližně určit koeficienty tlumení pro zde sestavený simulační model vřetene. Návrh využívá vzájemného vztahu mezi koeficientem tlumení a logaritmickým dekrementem útlumu rámu stroje. Logaritmický dekrement útlumu δ představuje obecnou vlastnost daného materiálu tlumit vibrace. Jeho hodnoty pro materiály nejčastěji používané v konstrukcích obráběcích strojů jsou uvedeny v literatuře [15]. Logaritmický dekrement útlumu je možné fyzikálně definovat jako přirozený logaritmus podílu dvou nejbližších výchylek tlumených kmitů $q(t)$, vzdálených od sebe periodou T_D (5).

$$\delta = ln\frac{q(t)}{q(t+T_D)} \tag{5}$$

Logaritmický dekrement útlumu je současně parametr, na kterém závisí jiná veličina popisující taktéž tlumící vlastnosti. Tato veličina se nazývá poměrný útlum D a vzájemná závislost mezi logaritmickým dekrementem útlumu a poměrným útlumem (6) je popisována v [16]. Současně je také znám jiný vztah pro výpočet poměrného útlumu, pomocí právě požadovaného koeficientu tlumení hmotnosti a tuhosti (7).

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\cdot\pi^2+\delta^2}} \tag{6}$$

$$D = \frac{b}{2\sqrt{k\cdot m}} \tag{7}$$

Po spojení vztahů (6) a (7) získáme požadovaný obecný vzorec pro výpočet koeficientu tlumení v závislosti na logaritmickém dekrementu útlumu, hmotnosti a tuhosti (8).

$$b = 2\sqrt{k\cdot m}\cdot\frac{\delta}{\sqrt{4\cdot\pi^2+\delta^2}} \tag{8}$$

Vztah (8) vyjadřuje obecnou závislost, která je pak následně specifikována použitými koeficienty tuhosti. Výsledkem jsou pak dva vzorce (9) a (10) pro výpočet koeficientů tlumení pro translační b_f a rotační b_φ pohyb. U vzorce (10) byl koeficient hmotnosti nahrazen ekvivalentem pro rotační pohyb, což je moment setrvačnosti I k příslušné ose.

$$b_f = 2\sqrt{k_f\cdot m}\cdot\frac{\delta}{\sqrt{4\cdot\pi^2+\delta^2}} \tag{9}$$

$$b_\varphi = 2\sqrt{k_\varphi \cdot I} \cdot \frac{\delta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \delta^2}} \tag{10}$$

Hodnoty logaritmického dekrementu útlumu se podle literatury [15] pohybují v intervalu 0,001 až 0,004 pro ocelové a litinové materiály. Pro tento simulační model byla zvolena hodnota 0,001.

Dále je pro použití vzorců (9) a (10) nutné znát příslušné hodnoty hmotností a momentů setrvačnosti.

U vazby nástroje s upínacím kuželem byl koeficient hmotnosti zvolen jako hmotnost samotného nástroje. Jeho konkrétní hodnota byla vypočítána na základě zjednodušeného 3D modelu (viz kapitola 3.1.2.) a použitého materiálu (ocel) pomocí programu ADAMS. Hodnoty momentů setrvačnosti nástroje vzhledem k působišti vazby byly stanoveny pomocí programu Solid Worksa jeho funkce *Fyzikální vlastnosti*. Výsledné hodnoty koeficientů hmotnosti a momentů setrvačnosti pro vazbu mezi nástrojem a upínacím kuželem jsou znázorněny v tabulce 8.

Koeficient hmotnosti pro vazbu mezi upínacím kuželem a hřídelem byl stanoven jako součet hmotnosti nástroje a ISO kužele. Dílčí hodnoty koeficientu hmotnosti této vazby byly vypočítány pomocí programu ADAMS. Pro stanovení mometu setrvačnosti systému nástroje s upínacím kuželem vzhledem k působišti vazby Bushing ISO kužel – Hřídel bylo opět použíto programu Solid Works. Díky drobným odchylkám není možné považovat systém nástroje s ISO kuželem za symetrický podle osy y. Z toho vyplývá, že i momenty setrvačnosti k těmto osám se mírně liší. Pro zjednodušení byly obě hodnoty momentů setrvačnosti (k ose xa z) ztotožněny, a to tím, že hodnota momentu setrvačnosti k ose z převzala hodnotu z osy x. Výsledné hodnoty hmotnosti a momentů setrvačnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby ISO kužele s hřídelí jsou uvedeny v tabulce 9.

Při stanovení koeficientů tlumení ložisek bylo postupováno obdobně.Pro zjednodušení byla pro všechna ložiska uvažována stejná hodnota koeficientu hmotnosti. Tato hodnota byla získána z programu ADAMS, kam byla částečně naimportována z programu Solid Works (viz. kapitola 3.1.2.) a zahrnovala v sobě hmotnost ISO kužele, nástroje a hřídele. Při stanovení koeficientů momentů setrvačnosti bylo použito opět programu Solid Works. Výsledné hodnoty požadovaných koeficientů jsou pro příslušné vazby vyneseny v tabulkách (Tab. 8. až Tab. 12.).

Tab. 8. Hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby mezi nástrojem a upínacím kuželem.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 9. Hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby mezi upínacím kuželem a hřídelem.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 10. Hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby ložiska 1.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 11. Hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby ložiska 2.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 12. Hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti pro výpočet koeficientů tlumení vazby ložiska 3.

Po získání všech potřebných údajů pro vztahy (9) a (10) byly vypočítány koeficienty tlumení jednotlivých vazeb. Výjimkou byly opět hodnoty koeficientů tlumení ve svislém směru (osa y). Zde by díky vysokým hodnotám tuhostí nabývaly některé koeficienty tlumení příliš vysokých čísel (v řádu až 10^5), které jsou podle našeho uvážení nereálné. Z tohoto důvodu bylo pro koeficienty tlumení v ose y použito hodnot vypočítaných pro osy x a z. Toto zjednodušení by nemělo mít velký vliv na výsledné

vlastnosti modelu v požadovaném frekvenčním pásmu, protože tlumení ovlivňuje pouze amplitudu kmitů, nikoliv jejich frekvenci. Z frekvenčního hlediska zavisí poloha vlastních kmitů na hmotnosti a tuhosti. Tím je docíleno, že vysoké hodnoty koeficientů tuhostí posunují vlastní frekvence vazby směrem doprava v amplitudofrekvenční charakteristice. Vlastní frekvence tohoto typu by tak měly ležet daleko mimo provozní pásmo a jejich útlum se tak stává pro účely kompenzace téměř nepodstatný. Výsledky koeficientů tlumení pro jednotlivé vazby jsou zaneseny do tabulek (Tab. 13. až Tab. 17.).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 13. Koeficienty tlumení pro vazbu mezi nástrojem a upínacím kuželem (Bushing Nástroj - ISO kužel).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 14. Koeficienty tlumení pro vazbu mezi upínacím kuželem a hřídelem (Bushing ISO kužel - Hřídel).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 15. Koeficienty tlumení pro vazbu ložiska 1 (Bushing Ložisko 1).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 16. Koeficienty tlumení pro vazbu ložiska 2 (Bushing Ložisko 2).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 17. Koeficienty tlumení pro vazbu ložiska 3 (Bushing Ložisko 3).

3.1.5. Modelování pružných těles

Doposud vytvořený simulační model v programu ADAMS je sestaven ze čtyř nejdůležitějších částí vřetene (tubus, hřídel, ISO kužel, nástroj), které jsou spolu svázány pružnými vazbami. Samotné části systému jsou namodelovány jako tuhá tělesa. Cílem této části práce je ověřit, zda vlastní frekvence jednotlivých prvků vřetene výrazně neovlivňují jeho dynamické chování v pracovním frekvenčním rozsahu. Pro zjištění tohoto vlivu je zapotřebí postupně namodelovat jednotlivé části systému jako pružná tělesa a následně ověřit jejich vliv na vlastní frekvence systému.

Za budící prvek v tomto systému se považují řezné síly. Stanovení pracovního frekvenčního pásma vychází z následující úvahy. Frekvence harmonické složky řezné síly je přímým důsledkem zabírání jednotlivých zubů nástroje do materiálu. Dále pak tato frekvence závisí i na otáčkách nástroje. Na základě těchto úvah je možné sestavit jednoduchý vzorec (11), z něhož lze získat frekvenci střídavé složky řezných sil f (Hz) v závislosti na počtu zubů nástroje z a na jeho otáčkách n $[min^{-1}]$.

$$f = \frac{n \cdot z}{60} \tag{11}$$

Jako řezný nástroj pro tento simulační model vřetene byla použita asymetrická dvoubřitá stopková fréza (viz kapitola 3.1.2.). Dále uvažujeme rozsah pracovních otáček stroje v intervalu 0 až 15 000 otáček za minutu, které odpovídají otáčkám při použití takto malých nástrojů. Za pomoci vzorce (11) a na základě údajů uvedených v tomto odstavci byl vypočítán frekvenční rozsah 0 až 500 Hz, ve kterém bude dále blíže zkoumáno chování vytvořeného modelu vřetene.

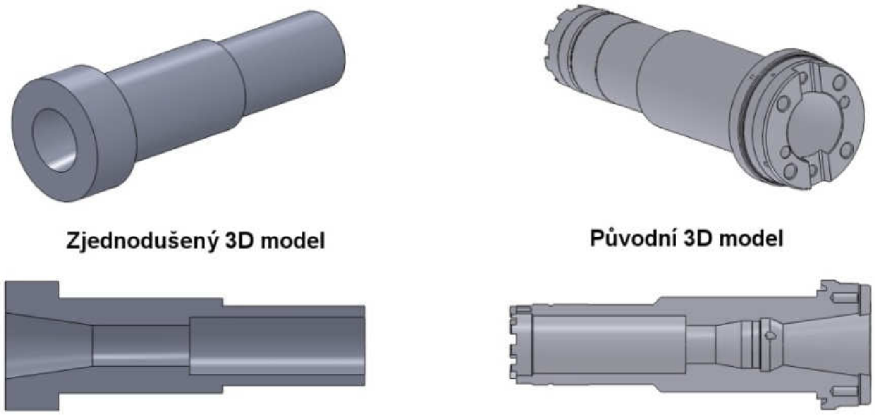
Prvních deset vlastních frekvencí systému, popsaného v kapitole 3.1.1 až 3.1.4 , je uvedeno v tabulce 18. Tyto hodnoty byly získány pomocí příslušné funkce (*Linear modes*) programu ADAMS. Z tabulky 18. je patrné, že ve zkoumaném pásmu neleží žádné frekvence, popřípadě by mělo smysl se dále zabývat první a druhou frekvencí.

Tab. 18. Vlastní frekvence simulačního modelu s prvky modelovanými jako tuhá tělesa (vypočítané programem ADAMS).

Otázkou je, jakým způsobem se změní hodnoty vlastních frekvencí při namodelování jednotlivých částí systému jako pružných těles. V následujících podkapitolách budou postupně nahrazovány jednotlivé tuhé části modelu za pružná tělesa. Program ADAMS disponuje vlastním nástrojem pro tvorbu pružných těles. V tomto případě byla pružná tělesa namodelována v programovém prostředí ANSYS 13 a následně pak byla naimportována do programu ADAMS.

3.1.5.1. Modelování pružného hřídele

Jako první prvek pro modelování pružného tělesa byl vybrán hřídel. Pružný model tělesa se skládá z velkého počtu malých objemových elementů (MKP modelování), které jsou samy o sobě deformovatelné (podle zvoleného typu prvku elementu). Tyto elementy jsou spolu pevně svázány přes své hraniční body a jako celek pak spolu vytvářejí složitý pohybový model pro výpočet statického i dynamického chování tělesa. Nadělení objemu modelovaného tělesa (mešování) probíhá do jisté míry ručně pomocí nejrůznějších nástrojů. Obvykle však pro složité tvary je tento proces velmi zdlouhavý a složitý. Z tohoto důvodu je zapotřebí vždy geometrii tělesa co nejvíce zjednodušit, protože zbytečné detaily se do výsledného chování modelu výrazně neprojevují. Nyní je zapotřebí upravit geometrický model hřídele tak, aby umožnil snadné namešování celého objemu. Při úpravě 3D modelu bylo však dbáno na zachování hlavních rozměrů součásti. Zjednodušený geometrický model hřídele (viz Obr. 13.) byl vytvořen v programu Solid Works, na základě původního 3D modelu, poskytnutého firmou TOSHULÍN.



Obr. 13. Porovnání zjednodušeného a původního geometrického modelu hřídele.

Upravený geometrický model je dále naimportován do programu ANSYS pomocí formátu parasolid (viz kapitola 3.1.2.). V programu ANSYS je nyní zapotřebí vybrat vhodný typ prvku. Pro namešování byl vybrán prvek SOLID 185, který je vhodný pro modelování základních 3D struktur. Tento typ prvku je tvořen osmi uzly (nody), kde každý se může pohybovat ve třech stupních volnosti (posuv podle tří os x, y, z).

Dále je zapotřebí definovat materiál hřídele. Zde bylo použito lineárního izotropnho modelu materiálu s parametry odpovídajícími konstrukční oceli (viz Tab. 19.).

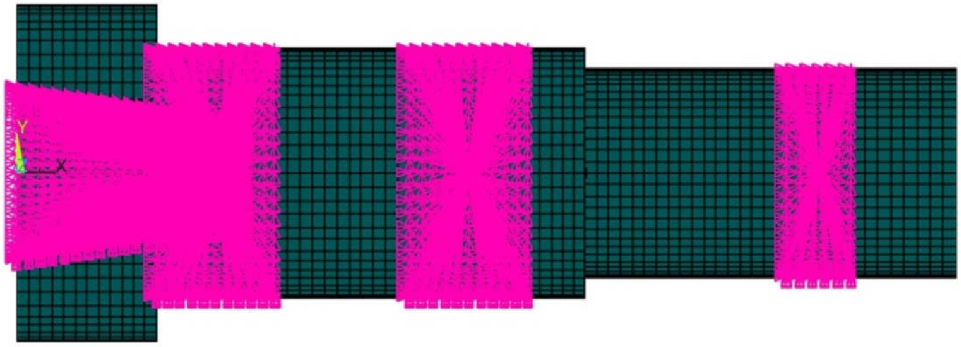
Hustota $[kg \cdot m^{-3}]$	7700
Modul pružnosti v tahu $[Pa]$	$210 \cdot 10^9$
Poissonovo číslo [-]	0,3

Tab. 19. Hodnoty koeficientů pro model materiálu hřídele v programu ANSYS.

Nyní je možné vytvořit MKP model hřídele na základě importované geometrie z programu Solid Works. Pro účely zkoumání dynamiky tělesa je zapotřebí model namešovat co nejpravidelnější a nejhomogeničtější mřížkou. K tomu poslouží metoda mešování objemu zvaná Sweep. Po namešování je pro orientační porovnání provedena modální analýza volného MKP modelu hřídele. Deset nejnižších vlastních frekvencí je uvedeno v tabulce 20.

Tab. 20. Vlastní frekvence volného, pružného hřídele (vypočítané v programu ANSYS).

MKP model vytvořený v programu ANSYS komunikuje s prostředím programu ADAMS pomocí speciálních bodů (interface point). Tyto body slouží pro následnou možnost zavazbení pružného tělesa v programu ADAMS. Interface point je propojen pomocí tzv. spiderweb s některými, předem vybranými body, které náleží budoucím kontaktním plochám modelu. Tím je zaručeno přenášení jakýchkoli pohybů z interface pointu na ostatní, s ním spojené body. Tohoto se následně využije v programu ADAMS, kde je pak pomocí bodové vazby simulováno plošné působení. Původní model hřídele v programu ADAMS obsahoval čtyři bodové vazby (ložisko 1, ložisko 2, ložisko 3 a ISO kužel). Pro zachování počtu a polohy vazeb byly na pružném modelu hřídele v programu ANSYS vytvořeny také čtyři interface pointy, umístěné na příslušných souřadnicích. MKP model hřídele s vyznačeným spiderwebem je možné vidět na obrázku 14.



Obr. 14. MKP model hřídele s vyznačenými spiderweby (program ANSYS).

Vytvořený MKP model je následně vyexportován z programu ANSYS jako *mnf* soubor (Modal Nature File), který v sobě obsahuje částečné informace o MKP modelu. *Mnf* soubor využívá redukce počtu pružných elementů (stupňů volnosti) původního MKP

modelu. Jako omezení redukce se udává počet prvních vlastních frekvencí, které musí mít oba modely (původní a zredukovaný) shodné. Podle zkoumaného pásma a charakteru modelu byla zvolena redukce na deset prvnich vlastních frekvencí.

Tab. 21. Vlastní frekvence simulačního modelu s pružným hřídelem (v levo) a s tuhými tělesy (v pravo) (vypočítané programem ADAMS).

V programu ADAMS je pak pružným modelem hřídele nahrazen jeho původní ekvivalent. Následně jsou zde opět vypočítány vlastní frekvence (Tab. 21.).

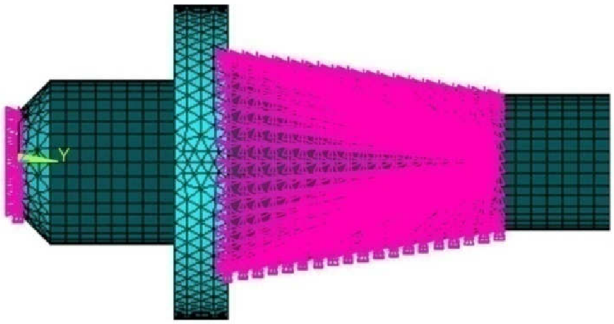
Při porovnání hodnot v tabulce 21. lze konstatovat, že první vlastní frekvence systému se takřka nezměnila a první výraznější rozdíly se projevují až na frekvencích vyššího řádu (mimo stanovenou mez $500\ Hz$). Hřídel tak nemusí být modelována jako pružné těleso.

3.1.5.2. Modelování pružného ISO kužele

Jako další prvek byl zvolen ISO kužel. Pro tvorbu mřížky elementů byl vybrán opět prvek typu SOLID 185 a lineární isotropní materiál s parametry oceli (viz Tab. 19.). Díky složitějším tvarům musel být model namešován z části symetrickou a z části nesymetrickou mřížkou. Pro prvotní odhad dynamického chování MKP modelu upínacího kužele byly v programu ANSYS vypočítány vlastní frekvence (viz. Tab. 22.).

Tab. 22. Prvních deset vlastních frekvencí volného ISO kužele (vypočítané v programu ANSYS).

Podle kapitoly 3.1.3. je upínací kužel v systému zavazben dvěma průžnými vazbami (spojení s nástrojem a s hřídelem). Jako kontaktní plocha vazby ISO kužele s hřídelem byla zvolena celá kuželová plocha (viz. Obr. 15.). Na opačném konci ISO kužele byla namodelována styková plocha pro spojení s nástrojem.



Obr. 15. Kontaktní plochy se spiderweby MKP modelu ISO kužele (program ANSYS).

MKP model je následně opět zredukován na prvních deset vlastních frekvencí a exportován do programu ADAMS jako *mnf* soubor.

V programu ADAMS je pružný model ISO kužele vhodně zavazben do soustavy a následně je provedena kontrolní modální analýza (Tab. 23.).

NEVEŘEJNÁ

Tab. 23. *Vlastní frekvence simulačního modelu s pružným ISO kuželem (v levo) a s tuhými tělesy (v pravo) (vypočítané programem ADAMS).*

3.1.5.3. Modelování pružného nástroje

Poslední pružně modelovanou částí je řezný nástroj. Podle našich předpokladů se jedná o jednu z nejvíce problematických částí. Díky svému štíhlému tvaru a velmi nízké tuhosti by nástroj mohl snadno zanést do simulačního modelu několik vlastních frekvencí nižšího řádu. Díky jednoduché geometrii byl nástroj namodelován přímo v programu ANSYS. Pro namešování byla použita symetrická mřížka, tvořená elementy typu SOLID 185. Model materiálu byl použit stejný jako u předešlých částí (hřídel, ISO kužel). Do tabulky 24. byly zaneseny vlastní frekvence volného modelu pružného nástroje.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 24. Prvních deset vlastních frekvencí volného nástroje (program ANSYS).

Pro zjednodušení byla styková plocha nástroje s ISO kuželem modelována jako kruhová. Nástroj je také při obrábění vystaven silovému působení. Z toho důvodu je i na špičce nástroje v programu ANSYS vytvořena styková plocha (opět kruhová). Pružný model je dále vyexportován pomocí souboru *mnf* do programu ADAMS, kde je následně zavazben na požadované pozici. Tabulka 25. ukazuje změnu vlastních frekvencí simulačního modelu v programu ADAMS při nahrazení nástroje pružným modelem.

Tab. 25. *Vlastní frekvence simulačního modelu s pružným nástrojem (v levo) a s tuhými tělesy (v pravo) (vypočítané programem ADAMS).*

Podle údajů ze všech porovnávacích tabulek (Tab. 21., Tab. 23., Tab. 25.) je možné konstatovat, že ani jedna z vybraných součástí se nijak výrazně neprojeví na změně vlastních frekvencí systému v pásmu 0 až $500\ Hz$. Výraznější změny přichází až s frekvencemi nad $1000\ H$. Lze tak usoudit, že pro vytvoření dynamickeho modelu průhybu nástroje s budící frekvencí do $500\ Hz$ není zapotřebí použít pružných modelů těles.

Při modelování pružného nástroje je možno pozorovat výraznější změnu vlastních frekvencí systému v nižší oblasti než u ostatních prvků vřetene. Konkrétně se jedná o frekvenci $652{,}52\ Hz$, která se snížila na hodnotu $552{,}87\ Hz$ (což je poměrně blízko stanovenému intervalu). Nicméně i přes to, že není zapotřebí nástroj modelovat jako pružné těleso, bude v následujících simulačních modelech nahrazen svým pružným modelem. Hlavním důvodem je možné rozšíření pole působnosti modelu, protože ostatní prvky se projevily až na vyšších harmonických frekvencích (nad $1000\ Hz$). Frekvenční pásmo do $1000\ Hz$ by mohlo podle vzorce (11) odpovídat 32 břitému nástroji při otáčkách 2000 otáček za minutu, což představuje řezné podmínky při hrubování většími nástroji. Z toho plyne, že v intervalu 0 až $1000\ Hz$ jsou zahrnuty provozní otáčky pro hrubování i dokončovací práce. To by mohlo zajistit dostatečnou robustnost simulačního modelu, vzhledem k řezným podmínkám. Dalším důvodem je především fakt, že nástroj je oproti ostatním částem vřetene velmi poddajný. Pružným modelem tak lze jeho deformace velmi snadno zakomponovat do celkového modelu průhybu špičky nástroje. Vlivy tuhostí ostatních prvků systému jsou již zakomponovány v jednotlivých vazbách (Bushing).

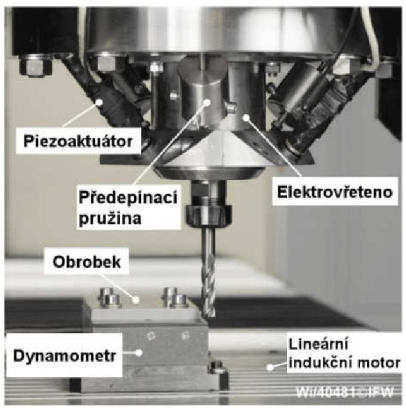
U nástroje by bylo přenesení vlivu jeho pružnosti do vazby s ISO kuželem velmi nepraktické a nepřehledné.

3.2. Návrh řešení kompenzace

Tato kapitola se zabývá volbou vhodné kompenzační metody pro simulační model. Dále zde jsou aplikovány příslušné kompenzační prvky na mechanický model vřetene, sestavený v kapitole 3.1. Závěr této kapitoly je pak věnován návrhu vhodné strategie řízení.

3.2.1 Metoda kompenzace

Jak bylo uvedeno v kapitole 2., aktivní způsob kompenzace průhybu nástroje pomocí adaptronického vřetene se jeví jako velmi všestranný a robustní způsob, jak eliminovat chyby vzniklé průhybem nástroje. Z tohoto důvodu byl tento způsob vybrán pro aplikaci na vřeteno, poskytnuté firmou TOSHULIN, a.s. Existuje několik různých způsobů konstrukčního provedení adaptronických systémů (viz. kapitola 2.2.3.). Pro svou jednoduchost a dostatečnou účinnost (50 až 90%) byl vybrán model adaptronického systému, zkonstruovaný na Leibnitzově Univerzitě v Hannoveru [8] (Obr. 16.).

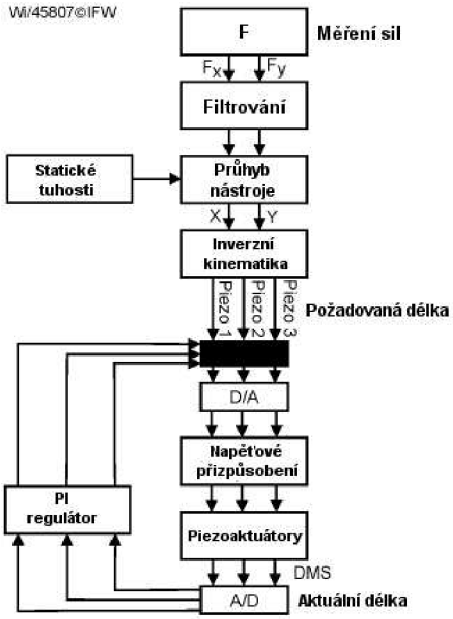


Obr. 16. Adaptronický system, použitý v práci [8].

Tento adaptronický systém využívá pohyblivě uloženého vřetene, které se pomocí tří předepnutých piezoaktuátorů a pružné membrány dokáže pohybovat ve třech stupních volnosti. Adaptronické vřeteno se tak může natáčet kolem dvou vodorovných, navzájem kolmých os, čímž lze dosáhnout efektu kompenzace průhybu nástroje. Tento systém umožňuje také posuvný pohyb vřetene ve svislé ose, čehož se ale v této práci nebude využívat. Pohyby vřetene jsou realizovány pomocí pružné membrány, která je velmi tenká a disponuje vysokou posuvnou tuhostí ve vodorovných osách. Svými vlastnosti tak membrána definuje osy otáčení vřetene. Požadovaného natočení je pak dosaženo pomocí vhodné kombinace prodloužení jednotlivých piezoaktuátorů.

Pro účinnou kompenzaci je nejprve třeba získat matematický model, pro výpočet správného prodloužení piezoaktuátorů, v závislosti na průhybu nástroje. Samotný průhyb nástroje je stanoven na základě řezných sil, měřených přímo na obrobku, pomocí dynamometru a pomocí modelu statických tuhostí jednotlivých částí stroje. Tyto statické tuhosti jsou stanoveny z experimentálního měření průhybů na několika různých místech obráběcího stroje. Společně jsou pak propojeny do tuhostního řetězce, který slouží pro výpočet průhybu špičky nástroje. Následně je pak získaný průhyb pomocí inverzní kinematiky přepočten na požadované délky piezoaktuátorů, které natočí vřeteno do správné polohy, která nežádoucí průhyb špičky nástroje vyeliminuje. Pro docílení

požadovaných délek piezoaktuátorů bylo použito zpětnovazební regulace pomocí PI regulátoru. Zpětnou vazbu pro regulátor zajišťují tenzometrické snímače délky, které jsou připevněny na jednotlivých aktuátorech. Schéma kompenzace je zobrazeno na obrázku 17.



Obr. 17. Řídící schéma kompenzace průhybu nástroje, uvedené v práci [8].

3.2.2. Implementace kompenzačních prvků

Popisovaný způsob kompenzace pomocí adaptronického vřetene je určen pouze pro vřetena s vlastním pohonem (elektrovřetena). Vřeteno firmy TOSHULIN, a.s. je konstrukčně uspořádané tak, že hnací moment je na akční části přiveden pomocí drážkovaného hřídele. Elektrický pohon tak není součástí vřetene, ale je s ním spojen pomocí řemenového nebo ozubeného převodu. Pro uskutečnění pohyblivého uložení vřetene je zapotřebí vřeteno opatřit vlastním pohonem a udělat z něj tak samostatnou jednotku. Po konzultaci s odborným asistentem byl vybrán asynchronní elektromotor značky SIEMENS, řada 1PH7, který by měl splňovat výkonnostní požadavky na obráběcí stroj POWERTURN. Podrobnější údaje o pohonu byly převzaty z technické dokumentace poskytnuté firmou SIEMENS [17]a jsou uvedeny v tabulce 26. Na základě těchto dat byl vytvořen přibližný 3D model v programu SolidWorks 2011.

SIEMENS 1PH7137 G	
Výkon [kW]	28
Krouticí moment [Nm]	134
Hmotnost [kg]	150
Rozměry [mm]	623 x 275 x 260

Tab. 26. Parametry pohonu pro vřeteno TOSHULÍN.

Při návrhu akčních členů byl brán zřetel především na dynamiku a rozsah kompenzace. Pro výběr vhodného piezoaktuátoru bylo použito katalogu německé firmy PI Ceramic[18]. Jako nejvhodnější druh piezoaktuátoru byl zvolen piezostack, který se vyznačuje vysokou deformací a současně poskytuje dostatečné silové působení. Údaje použitého piezoaktuátoru jsou uvedeny v tabulce 27.

PI Ceramic P-050.90	
Max. deformace [μm]	180
Max. Síla [kN]	61
Průměr [mm]	50
Délka [mm]	154
Vlastní frekvence [kHz]	7
Napájecí napětí [V]	0 až 1000

Tab. 27. Parametry navrženého piezoaktuátoru.

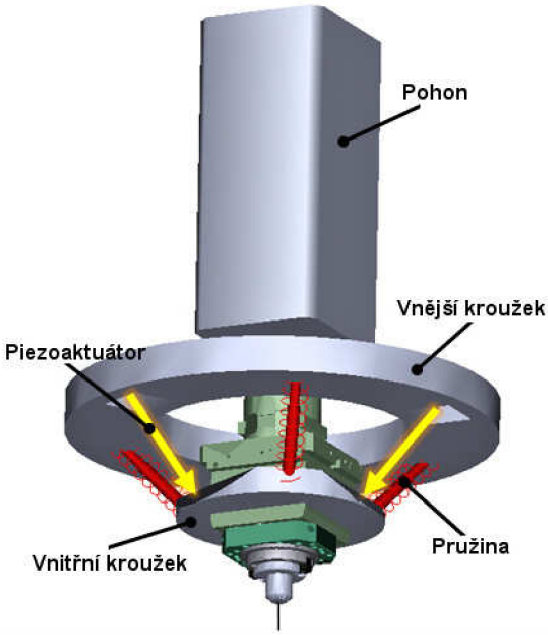
Podle výrobce nesmějí být piezoaktuátory namáhány jinak, než pouze tlakově. Jejich rozmístění okolo vřetene by mohlo tyto podmínky narušit, a proto se připevňují do adaptronického systému pomocí kulových čepů, které přemění veškeré jejich namáhání na tlak. Z důvodů přítomnosti těchto čepů se délka piezoaktuátoru zvětší ze 154 na $250\ mm$.

Pro vhodné upevnění aktuátorů je zapotřebí navrhnout také vnitřní a vnější upínací kroužek. Tyto části jsou geometricky navrženy tak, aby byly piezoaktuátory rozmístěny po $120°$ kolem vřetene a svíraly s ním úhel$45°$ (viz Obr. 18.). Návrh těchto prvků byl vytvořen v programu SolidWorks 2011.

Všechny prvky, zmíněné v této podkapitole (motor, vnitřní a vnější kroužek), byly naimportovány do programu ADAMS jako geometrická tělesa. Zde byly následně vnitřnímu a vnějšímu kroužku přiřazeny hmotnosti a momenty setrvačnosti na základě jejich geometrie a použitého materiálu (ocel). V případě motoru byla nastavena konkrétní hmotnost (viz Tab. 26.) a výsledné momenty setrvačnosti byly vypočítány automaticky podle rovnoměrného rozložení hmoty v celém tělese. V případě zavazbení těchto nových částí k systému bylo použito pevných vazeb (vetknutí). Vnitřní kroužek a motor byl spojen s tubusem vřetene, vnější kroužek byl spojen s prostředím (ground), což by mělo simulovat spoj s rámem obráběcího stroje, který je v tomto případě považován za dokonale tuhý.

Samotné akční prvky (piezoaktuátory) byly v prostředí programu ADAMS namodelovány pouze jako pružiny, které spojují vnitřní a vnější kroužek. Tyto pružiny jsou zde přítomny pouze pro simulaci pružnosti spojení vřetene s rámem stroje přes předepnuté piezoaktuátory. Hodnota tuhostí pružin ($5 \cdot 10^7\ N \cdot m^{-1}$) byla stanovena na základě informací uvedených v [8]. Působení akčních členu na vřeteno bylo namodelováno jako bodové, silové působení. Vlastní frekvence piezoaktuátorů se pohybují v řádech jednotek až desítek kHz. Vzhledem k zkoumanému pásmu (0 až $1000\ Hz$) není proto třeba modelovat aktuátory jako pružná tělesa. Samotné modelování piezoaktuátoru pro řízení bude řešeno až v programu Simulink.

Membrána byla díky svým vlastnostem nahrazena pouze jednoduchou vazbou typu kardanový kloub. Tato vazba je umístěna v průsečíku těžiště vnějšího opěrného kroužku s osou hřídele vřetene a umožňuje celému vřetenu natáčení podle vodorovných os, což je zapotřebí ke správné funkci kompenzačního systému.



Obr. 18. Implementace kompenzačních prvků na mechanický model vřetene z kapitoly 3.1. (program ADAMS).

Tabulka 28. uvádí hodnoty vlastních frekvencí nově vytvořeného modelu. Z údajů této tabulky je patrné, že kompenzační prvky zanesly do systému dvě vlastní frekvence nižšího řádu 55,03 a 55,2 Hz. Pravděpodobně jsou tyto frekvence důsledkem připojení velmi těžkého vřetene s motorem pomocí pružin s nízkou tuhostí. Nicméně, pokud je tento předpoklad správný, neměl by být problém pomocí vhodného způsobu řízení piezoaktuátorů zabránit projevům těchto vlastních kmitů.

Tab. 28. Vlastní frekvence mechanického modelu vřetene s kompenzačními prvky (vypočítáno v programu ADAMS).

3.2.3. Převod modelu z ADAMS do Matlab/Simulink

Pro aplikaci a odladění řídících struktur pro většinu simulačních modelů je nejvhodnější programové prostředí Matlab v kombinaci s programem Simulink. Tato kapitola se zabývá převodem kompenzačního modelu vřetene do programu Matlab/Simulink. V první části bude model upraven pro vyexportování z programu ADMAS. V následující části pak bude model v programu Matlab zredukován pro snažší aplikaci řídících členů.

Program ADAMS obsahuje nástroj pro exportování vytvořených mechanických modelů do několika jiných programových prostředí (včetně prostředí Matlab). Pro vytvoření náhradního modelu pro tyto programy je zapotřebí nejprve pevně definovat vstupy a výstupy.

Jako vstupy do simulačního modelu byly vybrány síly působící na nástroj (ve směrech x, z viz Obr. 12.) a síly od akčních členů (tři piezoaktuátory). Následně pak byly jako výstupy zvoleny průhyby špičky nástroje (ve směru x, z). Cílem převodu tedy bude systém s pěti vstupy a dvěma výstupy.

Při exportování do Matlabu je možné si zvolit charakter výsledného modelu. ADAMS nabízí možnost exportu jako lineárního (LTI) modelu se stavovým popisem, nebo jako nelineárního modelu, který v Matlabu pracuje na principu kosimulace vlastního a ADAMSovského řešiče.

K účelům aplikace rovnic akčních členů a jejich regulace je vhodný lineární model, protože představuje větší perspektivu pro následné úpravy.

Po vytvoření LTI (Linear Time Invariant) modelu je zapotřebí ověřit jeho shodu vůči původnímu modelu. Kontrola je provedena jak po stránce statického, tak dynamického chování systému.

LTI model je popsán stavovými maticemi A (matice systému), B (matice vstupu), C (matice výstupu), D (matice přímé vazby vstupu na výstup), kde právě z matice systému A lze získat veškeré potřebné informace o chování celého modelu. Testování nelineárního modelu v ADAMSu je poněkud náročnější, ale také jsou zde přítomny různé nástroje pro získání potřebných informací o modelu.

Pro získání statických tuhostí LTI modelu bylo v programu Matlab použito nástroje *dcgain*, který ze stavového systému dokáže vygenerovat matici poddajnosti. Tato matice poddajnosti představuje statickou vazbu vstupů na výstupy. Pro získání statických tuhostí systému (matice tuhosti) je zapotřebí matici poddajnosti zinvertovat, což nelze z podstaty provést, protože matice poddajnosti není symetrická (pět vstupů / dva výstupy). Je zde proto pouze možnost zjistit statické tuhosti pouze jednotlivých podsystému (jeden vstup, jeden výstup), a to tak, že je matice rozdělena na deset jednoduchých podsystémů, které už lze zinvertovat, protože se jedná o matice 1×1 (skalár).

Určování obdobných koeficientů statické tuhosti nelineárního systému v programu ADAMS probíhá ručně pomocí experimentálního měření průhybů jednotlivých částí vřetene, které jsou pomocí jednoduchého vzorce (12)

$$k = \frac{F}{q} \tag{12}$$

přepočítány na koeficienty statické tuhosti.

Výsledky hodnot statických tuhostí lineárního i nelineárního systému jsou pro porovnání vyneseny do tabulky 29.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 29. Porovnání koeficientů statických tuhostí LTI modelu (vlevo) a nelineárního modelu (vpravo).

Z tabulky 29. je vidět, že statické chování obou modelů je téměř totožné. Odchylka u hodnot koeficientů vlivu síly od piezoaktuátoru 1 na průhyb špičky v ose z je zanedbatelná, protože koeficienty (jak u LTI tak u nelineárního modelu) této vazby vstupu na výstup jsou oproti ostatním nejméně 10^7 krát větší. Znamená to, že vstup síly od Piezo1 nemá na průhyb špičky ve směru osy xžádný vliv, a proto jsou rozdíly řádů hodnoty u tohoto koeficientu zanedbatelné. Totéž lze říci o druhém a třetím řádku tabulky.

Za porovnání dynamických vlastností systémů považujeme zkoumání jejich vlastních frekvencí. Pro LTI model lze získat tyto vlastnosti z jeho matice systému (jejich vlastních čísel). Vlastní čísla matice systému se nejčastěji vyjadřují v komplexní podobě. Pokud je stanovený systém navíc stabilní, existují k sobě vždy dvě vlastní čísla komplexně sdružená. Důležitá pro naše účely je komplexní část komplexně sdružených vlastních čísel. Ta představuje hodnoty vlastních frekvencí systému. K vlastním číslům matice systému LTI modelu se lze v programu Matlab dostat pomocí příkazu *eig*.

Program ADAMS disponuje nástrojem, určeným přímo pro výpočet vlastních frekvencí systému. Výsledky porovnání prvních deseti vlastních frekvencí obou modelů jsou v tabulce 30.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 30. Porovnání vlastních frekvencí LTI modelu (vlevo) a nelineárního modelu (vpravo).

Na základě údajů z porovnávacích tabulek (Tab. 29. A Tab. 30.) můžeme vytvořený LTI model prohlásit za ekvivalentní k nelineárnímu modelu adaptronického vřetene.

Vytvořený LTI model je pro účely návrhu řízení nevhodný, protože řád jeho matice systému je příliš vysoký (72 stavů). Je tedy zapotřebí v programu Matlab tento lineární model ještě zredukovat.

Způsob redukce spočívá v převedením LTI systému na kanonický tvar (příkaz *canon*). Tato forma stavového modelu má opět matice A, B, C, D, ale jejich vnitřní struktura je už odlišná. Cílem kanonického tvaru je získat takovou diagonální matici systému A, kde na její diagonále jsou vždy po čtyřčlenných buňkách rozmístěny hodnoty vlastních frekvencí společně s koeficienty tlumení. Následně jsou tomuto tvaru přizpůsobeny i ostatní matice. Ukázka části matice A, pro vytvořený LTI model v kanonickém tvaru je na obrázku 19. Podstata redukování stavů systému je právě odstranění některých řádků a sloupců matice, které představují buňky vyšších vlastních frekvencí (nad $1000\,Hz$). Dojde tak k redukci velikosti systémových matic, avšak současně by se systém ve zbylém frekvenčním pásmu měl chovat totožně jako systém neredukovaný. Při odstranění řádků a sloupců je zapotřebí dodržet stejný postup i pro zbylé matice B, C a D.

Vlastní frekvence

	31	32	33	34	35	36	37	38
31	-0.1383	699.5816	0	0	0	0	0	0
32	-699.5816	-0.1383	0	0	0	0	0	0
33	0	0	-0.1598	538.9059	0	0	0	0
34	0	0	538.9059	-0.1598	0	0	0	0
35	0	0	0	0	-0.1593	538.7041	0	0
36	0	0	0	0	-538.7041	-0.1593	0	0
37	0	0	0	0	0	0	-4.0467e-05	55.1968
38	0	0	0	0	0	0	-55.1968	-4.0467e-05

Koeficienty tlumení Buňka matice

Obr. 19. Kanonický tvar matice systému, modelu vřetene z programu Matlab.

Jako nejvhodnější redukovaný systém byl zvolen systém s 22 stavy, což odpovídá buňkám s prvními dvanácti vlastními frekvencemi. Při testování se tento systém projevil jako nejmenší redukovaný systém, který ještě dostatečně přesně kopíruje statické vlastnosti neredukovaného systému. Hodnoty statických tuhostí obou systémů jsou v tabulce 31.

Tab. 31. Porovnání koeficientů statických tuhostí nezredukovaného LTI modelu (vlevo) a zredukovaného LTI modelu (vpravo).

3.2.4. Modely akčních členů

Tato část práce se zabývá modelováním piezoaktuátoru pro potřeby řízení kompenzace.

Piezoelektrické materiály mají schopnost při vystavení mechanickému namáhánív sobě generovat elektrický náboj, který je detekovatelný na vhodně situovaných elektrodách. Tento úkaz se nazývá piezoelektrický jev. Současně jsou tyto materiály schopny vlastní deformace vlivem napětí, přiloženého na elektrody, což je nazýváno jako obrácený piezoelektrický jev.

Tyto materiály se v dnešní době vyrábí ve formě piezokeramiky. Jedná se o anorganický materiál na bázi oxidu olova, zirkonu a titanu (PZT). Piezokeramika se chová jako anizotropní materiál a její vlastnosti jsou proto v různých směrech odlišné podle uspořádání vnitřní struktury. V práci [19] byly vlastnosti piezokeramického materiálu popsány pomocí dvou maticových rovnic (13), (14)

$$D = dT + \varepsilon^T E, \tag{13}$$

$$S = s^E T + d^t E. \tag{14}$$

Vztah (13) v podstatě popisuje přímý piezoelektrický jev a vztah (14) naopak obrácený piezoelektrický jev. Význam koeficientů obou rovnic je následující:

D	hustota elektrického náboje
S	mechanické přetvoření
s^E	elastická poddajnost
d, d^t	matice piezoelektrických koeficientů
T	mechanické napětí
ε^T	Permitivita
E	intenzita elektrického pole

Výrobci piezokeramických pohonů nabízejí mnoho výrobků, které se liší funkčními parametry, ale především směrem deformace. Jak bylo uvedeno v kapitole 3.2.2 nejvhodnějším typem piezopohonu pru tuto aplikaci je piezo stack. Tento druh pohonu se skládá z několika menších piezokeramických elementů, uložených sériově v pevném obalu. Výsledný pohyb celého piezo stacku je pak důsledek superpozice deformací všech vnitřních elementů.

Součástí programu Simulink je i toolbox Simscape, který obsahuje blok pro simulaci piezo stacku podle rovnic (13), (14). Tento model se však nepodařilo vhodně modifikovat pro připojení ke zbylému simulačnímu schématu. Podle kapitoly 2.2.3 se použitím piezo stacku při kompenzaci průhybu nástroje zabývali na technické univerzitě v Chemnitz, kde ve své práci [20] autoři uvedli zjednodušený statický model piezo stacku (15)

$$\Delta l_p = s_{33}^E \cdot \frac{l_p}{A_p} \cdot F_S + d_{33} \cdot n_p \cdot u_p, \tag{15}$$

kde koeficient Δl_p značí prodloužení piezoaktuátoru, při dodání napětí u_p a při působení blokující síly F_S. Koeficienty l_p a A_p značí délku a plochu piezo stacku, n_p představuje počet piezokeramických elementů, ze kterých se piezo stack skládá. Význam konstant s_{33}^E a d_{33} je obdobný jako v rovnici (14).

Podle katalogu výrobců jsou klíčové funkční parametry piezo stacku především maximální volné prodloužení, kterého pohon dosáhne, za předpokladu, že není ničím blokován a následně maximální blokující síla, kterou piezo stack vyvine, za předpokladu, že je mu zamezen pohyb. Rovnice (15) obecně nesplňuje oba tyto pracovní režimy, a proto bude zapotřebí její tvar upravit.

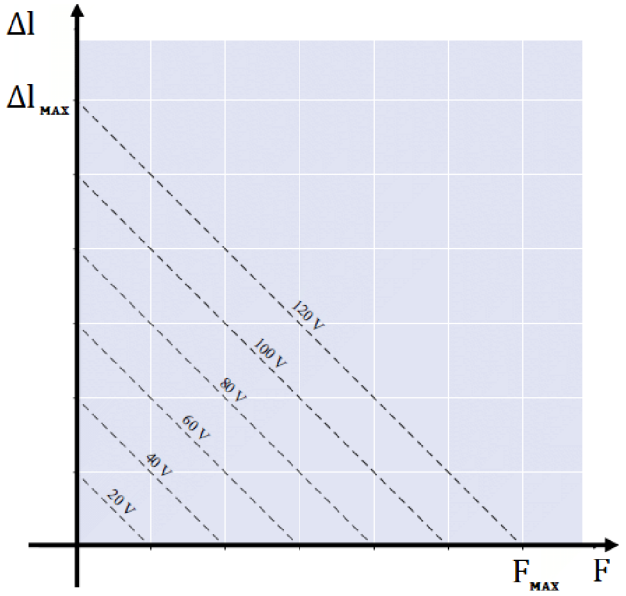
Výchozí vztah (16) pro výpočet statického prodloužení Δl válcového piezoelementu v závislosti na přiloženém napětí V

$$\Delta l = d_{33} \cdot V \tag{16}$$

byl převzat z dokumentace výrobce piezokeramických komponentů APC Internacional Ltd. [21]. Po doplnění vztahu o počet elementů, obsažených v piezo stacku n_p nabývá vztah tvaru (17)

$$\Delta l = d_{33} \cdot n_p \cdot V. \tag{17}$$

Dále je zapotřebí do modelu zakomponovat působení blokující síly F_S. Vyrobce uvádí, že závislot mezi prodloužením a blokující sílou je lineární (viz Obr. 20.).



Obr. 20. Lineární závislost prodloužení piezo stacku na blokující síle (převzato a upraveno z [22]).

Na základě tohoto předpokladu nyní můžeme rovnici (17) upravit pro konkrétní použitý piezoaktuátor (viz Tab. 27., kapitola 3.2.2.). Výsledný vztah (18)

$$\Delta l = a \cdot F_S + d_{33} \cdot n_p \cdot V \tag{18}$$

již splňuje oba možné krajní případy působení piezoaktuátoru (61000 N / 180 μm).

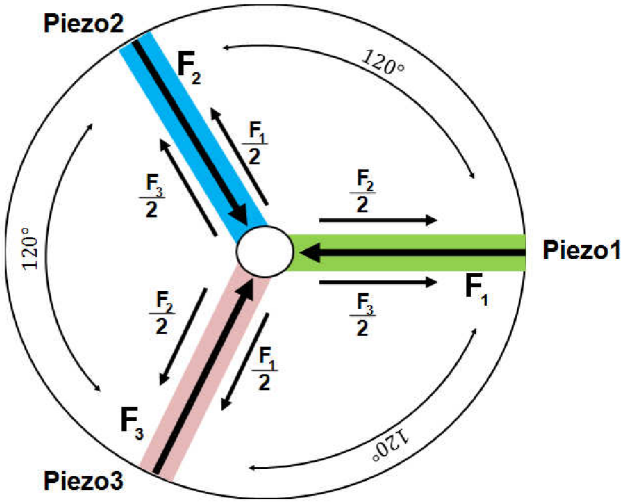
Koeficient a byl stanovený pro konkrétní piezoaktuátor jako směrnice lineární závislosti mezi blokující sílou F_S a prodloužením Δl. Jeho hodnota byla stanovena na $2{,}95 \cdot 10^{-9}\, m \cdot N^{-1}$. Hodnota piezoelektrického koeficientu $d_{33} = 500 \cdot 10^{-12}\, m \cdot V^{-1}$ byla převzata z katalogu výrobce [18]. Počet piezoelementů n_p, obsažených v piezo stacku, však výrobce neuvádí. Proto byl zvolen počet 360, aby rovnice (18) splňovala hodnotu maximálního prodloužení použitého piezo stacku (180 μm).

Vztah (18) tedy představuje statickou závislost mezi dvěma vstupy (napětí a síla) a jedním výstupem (prodloužení).

Pro účely vytvoření dynamického modelu prodloužení piezoaktuátoru byl z mechanického modelu adaptronického vřetene vprogramu ADAMS vytvořen další redukovaný LTI model, který představoval dynamickou závislost výstupního prodloužení jednotlivých piezoaktuátorů na velikosti vstupních sil od piezoaktuátorů. Těmito silami piezoaktuátor působí na vřeteno, což podle zákona akce a reakce odpovídá blokujícím silám, které brání aktuátoru v jeho maximálním prodloužení. Nyní se už jedná o LTI model se symetrickou maticí systému (3 vstupy / 3 výstupy) a je tedy možné v programu Matlab vytvořit pomocí funkce *dcgain* matici poddajnosti systému, kterou lze již zinvertovat. Zinvertovaná matice poddajnosti (jinak matice tuhosti) představuje statický, inverzní model, pomocí kterého lze stanovit pro jednotlivé kombinace prodloužení piezoaktuátorů jejich příslušné blokující síly. Matice poddajnosti systému pro výpočet prodloužení piezoaktuátorů je téměř singulární (její determinant je blízký nule), a proto nebylo možné ji zinvertovat. Výsledné vzathy musely být zjištěny jinak.

V kapitole 3.2.3. bylo již dříve uvedeno, že tři piezoaktuátory jsou okolo vřetene rozmístěny rovnoměrně po 120 stupních. Lze tedy konstatovat, že silové působení od jednoho piezoaktuátoru (např. Piezo1 viz Obr. 21.) se rozdělí přesně napůl mezi ostatní dva

aktuátory (Piezo2 a Piezo3). Současně je však jeho silové působení redukováno právě silami od ostatních dvou piezoaktuátorů. Z toho vyplývá, že jednotlivé piezoaktuátory se navzájem ovlivňují a neplatí proto mezi nimi princip superpozice.



Obr. 21. Schéma vzájemného působení piezoaktuátorů v adaptronickém systému.

Na základě těchto úvah lze sestavit soustavu rovnic (19) pro výpočet sil F_i v závislosti na prodloužení p_i a statických tuhostí jenotlivých piezoaktuátorů. Koeficienty statické tuhosti pro jednoduché systémy (1 vstup / 1 výstup) byly stanoveny z matice poddajnosti LTI modelu dynamického prodloužení piezoaktuátoru (viz výše) podle postupu z kapitoly 3.2.3. Pro vztahy v rovnici (19) bylo zapotřebí stanovit pouze koeficienty statické tuhosti přímých vazeb (vstup1 na výstup1, vstup2 na výstup2, vstup3 na výstup3). Tyto koeficienty jsou vzhledem k charakteru systému totožné a lze je nahradit jedním koeficientem k_{piezo}, jehož hodnota je $7{,}5 \cdot 10^7\ N \cdot m^{-1}$.

$$
\begin{aligned}
F_1 &= k_{piezo} \cdot p_1 + \frac{F_2}{2} + \frac{F_3}{2} \\
F_2 &= k_{piezo} \cdot p_2 + \frac{F_1}{2} + \frac{F_3}{2} \\
F_3 &= k_{piezo} \cdot p_3 + \frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2}
\end{aligned}
\tag{19}
$$

Získané rovnice (19) mají podle Forbidovy věty nekonečně mnoho řešení, protože jejich hlavní matice obsahuje lineárně závislý řádek.Je tedy zapotřebí tyto rovnice dále upravit.

Podle informací od výrobce nelze piezo stack vlivem záporného napětí přinutit k zápornému prodloužení. Na základě této informace a z obrázku 21. vyplývá, že pro jakoukoli kombinaci polohy natočení vřetene bude vždy zapotřebí aktivního napájení maximálně dvou piezoaktuátorů současně. Třetí piezoaktuátor by totiž vždy působil proti prodloužení ostatních dvou pohonů, což je nepřípustné, a proto je hodnota jeho silového působení nulová.

Podle informací uvedených v předešlém odstavci byly rovnice (19) převedeny na sedm menších řešitelných soustav. Tyto soustavy jsou výsledkem redukce vztahu (19) na

soustavu druhého řádu, která má jednoznačné řešení. Pro přehlednost byly dílčí soustavy převedeny do maticového tvaru (20) až (26).

$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 \leq 0 \\ p_2 \leq 0 \\ p_3 \leq 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{20}$$

$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 > 0 \\ p_2 \leq 0 \\ p_3 \leq 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{piezo} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{21}$$

$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 \leq 0 \\ p_2 > 0 \\ p_3 \leq 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{piezo} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{22}$$

$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 \leq 0 \\ p_2 \leq 0 \\ p_3 > 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{piezo} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{23}$$

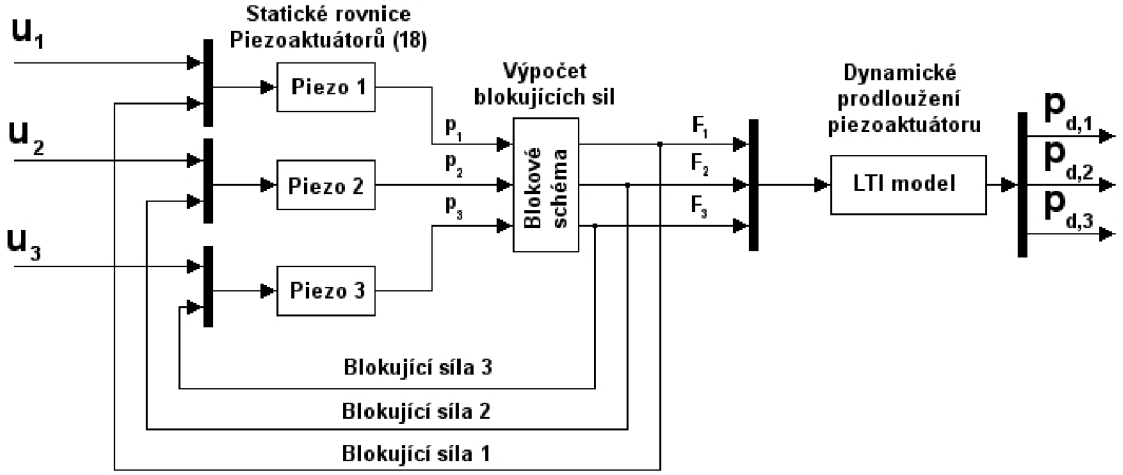
$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 > 0 \\ p_2 > 0 \\ p_3 \leq 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{4}{3}k_{piezo} & \frac{2}{3}k_{piezo} & 0 \\ \frac{2}{3}k_{piezo} & \frac{4}{3}k_{piezo} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{24}$$

$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 > 0 \\ p_2 \leq 0 \\ p_3 > 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{4}{3}k_{piezo} & 0 & \frac{2}{3}k_{piezo} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{2}{3}k_{piezo} & 0 & \frac{4}{3}k_{piezo} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{25}$$

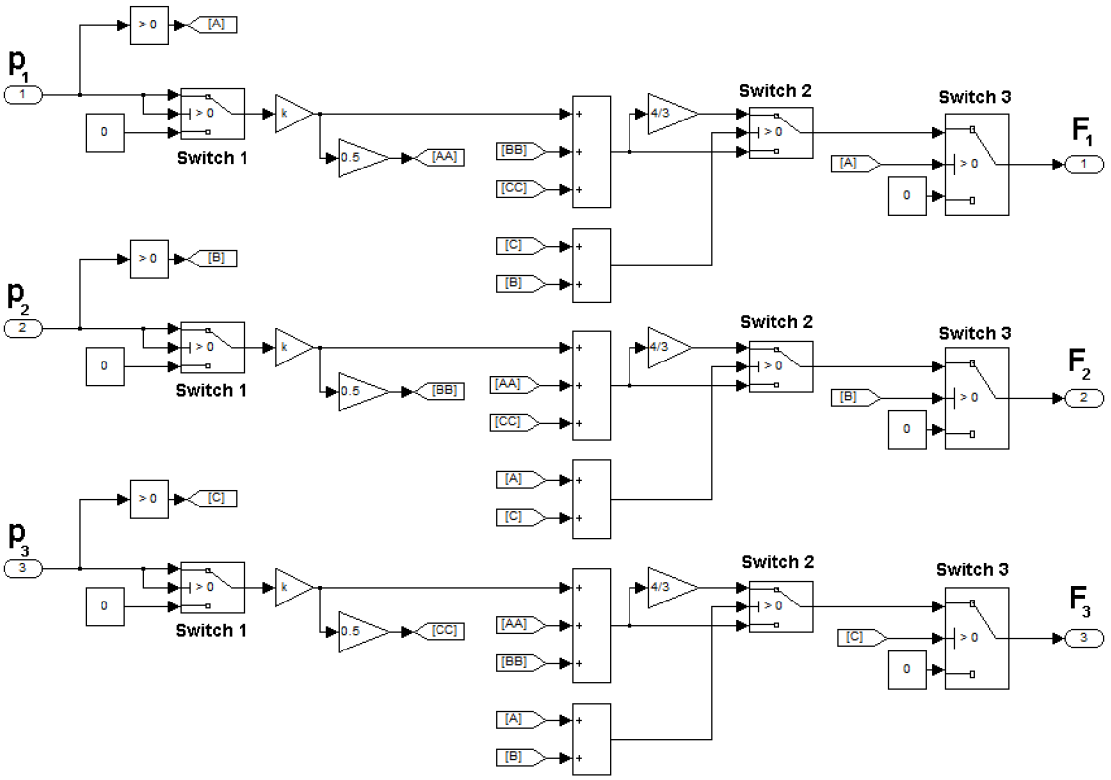
$$\text{Pro:}\quad \begin{matrix} p_1 \leq 0 \\ p_2 > 0 \\ p_3 > 0 \end{matrix} \qquad \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4}{3}k_{piezo} & \frac{2}{3}k_{piezo} \\ 0 & \frac{2}{3}k_{piezo} & \frac{4}{3}k_{piezo} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} \tag{26}$$

Program Simulink disponuje několika nástroji pro převedení rovnic (20) až (26) na funkční blok. Zcela nejbezpečnější a poměrně nejrychlejší způsob zpracování těchto vztahů představuje přepis pomocí blokového schématu. Jedinou nevýhodou tohoto typu zpracování jepoměrně značná nepřehlednost, což se dá považovat za přijatelné. Ztvárnění rovnic (20) až (26) pomocí blokového schématu v programu simulink je možné vidět na obrázku 23.

Výše uvedeným postupem byl získán model pro výpočet blokujících sil. Nyní je možné vytvořit úplný dynamický model prodloužení tří piezoaktuátorů, jehož schéma je možné vidět na obrázku 22.



Obr. 22. Model pro výpočet dynamického prodloužení piezoaktuátorů (program Simulink).

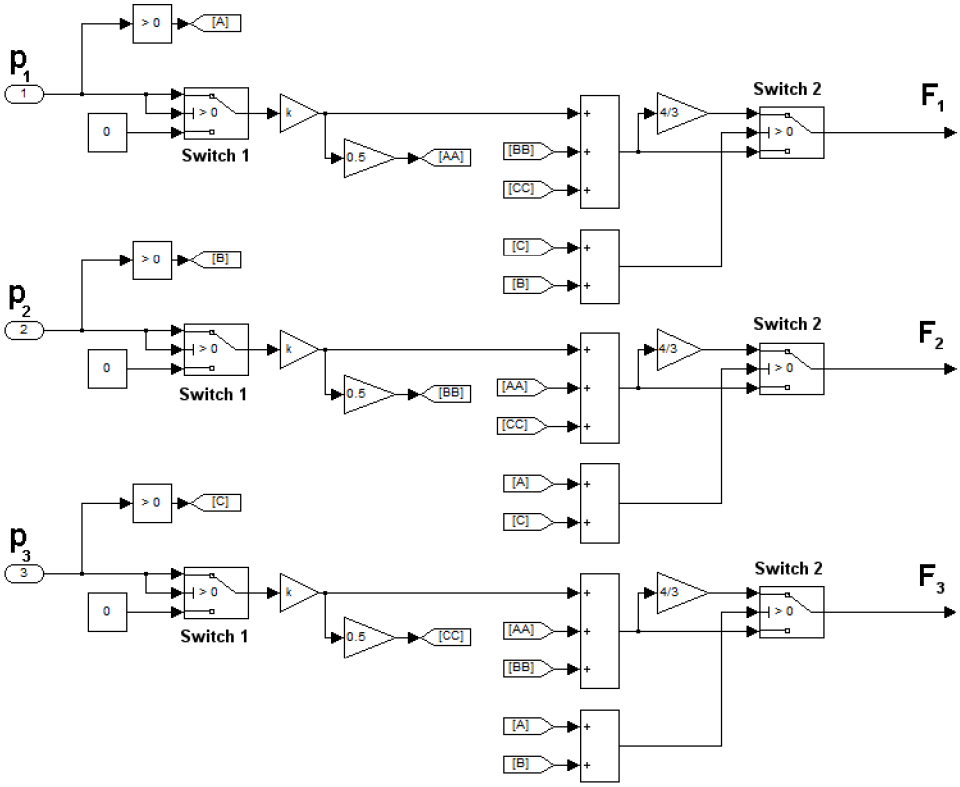


Obr. 23. Blokové schéma pro výpočet blokujících sil v programu Simulink (původní blok).

Zapojení dynamického modelu prodloužení piezoaktuátoru se při následujícím připojení regulačních členů projevovalo výrazně nestabilně. Program Simulink označil toto propojení za neřešitelné. Proto muselo být schéma z obrázku 22.upraveno.

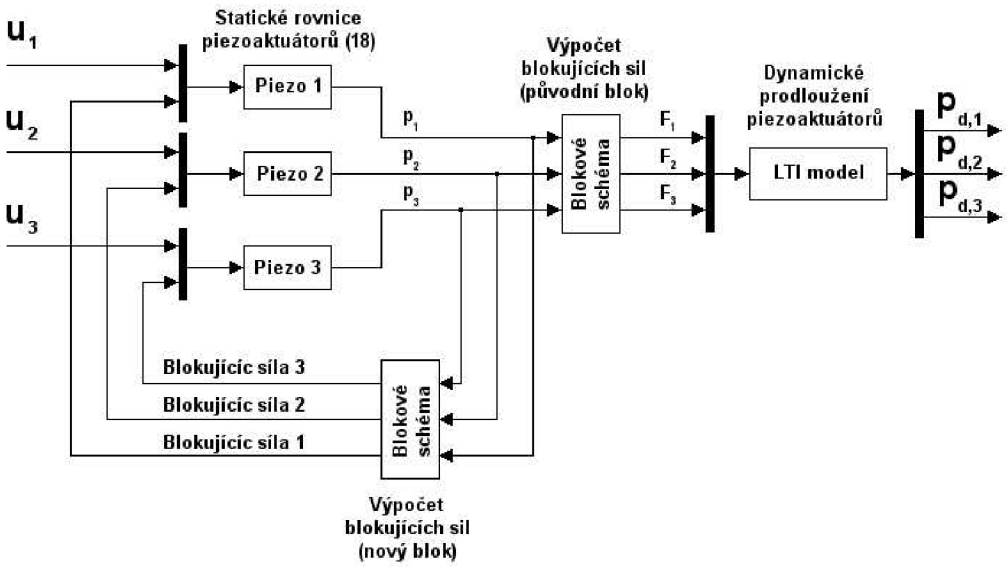
Původní blok pro výpočet blokujících sil (*původní blok*) musel být zachován z důvodů správné činosti LTI modelu pro výpočet dynamického prodloužení piezoaktuátorů. Změna však nastala ve vedení signálu blokujících sil zpět do statické rovnice piezoaktuátorů. Zde byl vytvořen podobný blok pro výpočet blokujících sil (*nový blok*) jako v předešlém případě. Změna tohoto bloku spočívala v odstranění přepínačů (Switch 3) (viz Obr. 23.). Tyto přepínače představovaly podmínku, která zajišťuje, aby na výstupu piezoaktátoru, který není buzen napětím (jeho prodloužení p_i má zápornou nebo nulovou

hodnotu), byl nulový signál (žádná působící síla). Potřeba toho přepínače byla odůvodněna tím, že v takovémto případě by podle schématu mohlo dojít k nechtěnému průniku signálů z ostatních piezoaktuátorů. Odstraněním přepínačů (Switch 3) by tak mohlo docházet k nereálným výsledků blokujících sil. Konkrétně pro nenapájené piezoaktuátory by blok vypočítal nenulové silové působení, což je podle všeho nesprávné. Takovéto chyby v signálech však nemají na výsledné chování dynamického modelu piezoaktuátorů vliv. Je to odůvodněno následovně. Pokud *nový blok* vypočítá nenulovou blokující sílu pro piezoaktuátor, který není napájen (není řízen), pak je do statické rovnice tohoto piezoaktuátoru přiveden pozitivní signál na vstup pro blokující síly. Současně je ale na druhý vstup přivedeno nulové napájecí napětí. Podle rovnice (18) piezoaktuátor, který není napájen a současně je stlačován blokující silou, generuje záporné prodloužení. Tento záporný signál je dále přiveden na příslušný vstup *původního bloku*, kde je ihned vynulován pomocí přepínačů (Switch 1). To zamezí průchodu chyby signálu z nového bloku, aby se dostala do LTI modelu, kde by už jistě způsobila nesprávnou funkčnost celého modelu dynamického prodloužení piezoaktuátoru.



Obr. 24. Schéma upraveného bloku pro výpočet signálů blokujících sil, jdoucích do bloku statické rovnice piezoaktuátoru (nový blok).

Výsledné funkční schéma modelu pro výpočet dynamického prodloužení piezoaktuátorů v programu Simulink je na obrázku 25.



Obr. 25. Výsledný model pro výpočet dynamického prodloužení piezoaktuátorů (program Simulink).

3.2.5. Strategie řízení kompenzace

Předešlé kapitoly se zabývaly především tvorbou matematických modelů jednotlivých částí kompenzačního modelu. Nyní je zapotřebí tyto části spojit dohromady a navrhnout vhodnou metodu řízení. V této části práce budou zkoušeny a porovnány různé způsoby regulace akčních členů, kde na závěr bude vybrána nejvhodnější varianta, která se nejlépe osvědčí v daném frekvenčním pásmu 0až $1000\ Hz$.

3.2.5.1. Kompenzace statického průhybu nástroje

První způsob řízení kompenzace vychází z práce [8], odkud byl převzat i návrh celé kompenzační metody. Podrobný popis strategie řízení, užitý v práci [8] je uveden v kapitole 3.2.1.

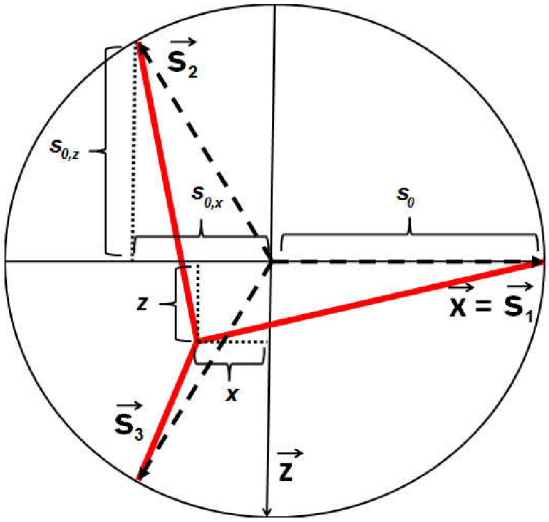
Na základě modelu statických řezných sil v osách x, z je vypočítán statický průhyb špičky nástroje ve směrech x, z. Pro kompenzaci průhybu nástroje byla použita tzv zrcadlová metoda, kdy vygenerovaný průhyb změní znaméko a takto získaná poloha je nová požadovaná pozice nástroje, která ve výsledném efektu eliminuje odklon špičky nástroje od její požadované pozice. Následně je kompenzační průhyb pomocí inverzní kinematiky přepočítán na délky jednotlivých piezoaktuátorů, které vřeteno natočí do cílové pozice. Zde je použito zpětnovazebního okruhu se třemi PID regulátory, které řídí délky jednotlivých aktuátorů.

Podle výše popsaného postupu je zapotřebí pro sestavení takového simulačního schématu ještě definovat model pro výpočet statického průhybu nástroje a vytvořit vztah pro výpočet inverzní kinematiky.

Model pro výpočet statického průhybu nástroje z řezných sil byl získán z matice poddajnosti LTI modelu pro výpočet dynamického průhybu nástroje (viz kapitola 3.2.3.). Podle úvah v kapitole 3.2.3. se řezné síly v osách x nijak neprojevují na průhybu v ose z. Totéž platí i o síle v ose z a průhybu v ose x. Řezné síly se současně navzájem nijak neovlivňují, a proto lze model statického průhybu nástroje rozdělit na dva navzájem nezávislé bloky. Tyto bloky pak představují koeficienty statické tuhosti vazby *Síla x – průhyb x* a *Síla z – průhyb z*(viz Tab. 29.).

Blok inverzní kinematiky použitý v této práci se skládá ze dvou částí. První část slouží k přepočtu průhybu z pravoúhlého souřadného systému na 120° souřadný systém (viz Obr. 26.). Cílem druhé časti bloku je už výsledný přepočet odchylky špičky nástroje na prodloužení piezoaktuátoru.

Přepočet mezi souřadnými systémy $(x,\ z)$ a $(s_1,\ s_2,\ s_3)$ je popsán následujícími rovnicemi (27), (28), (29). Tyto rovnice byly stanoveny pomocí užití pythagorovy věty v obrázku 26.



Obr. 26. Grafické znázornění převodu mezi souřadnými systémy $(x,\ z)$ a $(s_1,\ s_2,\ s_3)$.

$$s_1 = \sqrt{(s_0 - x)^2 + z^2} \tag{27}$$

$$s_2 = \sqrt{\left(s_{0,z} + z\right)^2 + \left(s_{0,x} + x\right)^2} \tag{28}$$

$$s_3 = \sqrt{\left(s_{0,z} - z\right)^2 + \left(s_{0,x} + x\right)^2} \tag{29}$$

Koeficienty s_0, $s_{0,x}$, $s_{0,z}$ jsou dány konstrukcí vnitřního a vnějšího opěrného kroužku, mezi které jsou upevněny piezoaktuátory (viz kapitola 3.2.2.). Hodnota koeficientu $s_0 = 0{,}352\ m$ byla převzata z geometrického modelu vnějšího kroužku v programu Solid Works. Zbylé dva koeficienty jsou vypočítány pomocí goniometrických funkcí z koeficientu s_0 (30), (31).

$$s_{0,z} = \cos 30° \cdot s_0 = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 0{,}352 \tag{30}$$

$$s_{0,x} = \sin 30° \cdot s_0 = \frac{1}{2} \cdot 0{,}352 \tag{31}$$

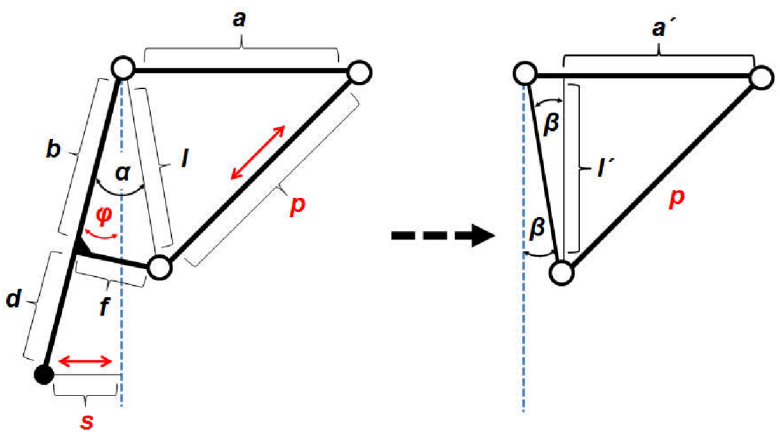
Po dosazení vypočítaných koeficientů zpět do rovnic (27), (28), (29), získáme následující výsledné vztahy pro přepočet souřadnic (32), (33), (34).

$$s_1 = \sqrt{(0{,}352 - x)^2 + z^2} \tag{32}$$

$$s_2 = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 0{,}352 + z\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot 0{,}352 + x\right)^2} \tag{33}$$

$$s_3 = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 0{,}352 - z\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot 0{,}352 + x\right)^2} \tag{34}$$

Nyní je zapotřebí stanovit vztah pro přepočet průhybu špičky na délku piezoaktuátoru. Při návrhu tohoto vzorce bylo použito základních goniometrických funkcí a Pythagorovy věty.



Obr. 27. Geometrické podklady pro stanovení vztahu pro výpočet délky piezoaktuátoru p *v závislosti na průhybu špičky* s.

Veškeré následující úvahy a tvrzení vycházejí z obrázku 27., který představuje zjednodušenou geometrickou konstrukci adaptronického vřetene. Pro délku piezoaktuátoru p pro daný průhyb špičky s platí vztah (35)

$$p = \sqrt{l'^2 + a'^2}, \tag{35}$$

kde koeficienty l' a a' lze vyjádřit z úhlu β a koeficientů l, a podle následujících vztahů (36), (37)

$$l' = l \cdot \cos\beta \tag{36}$$

$$a' = a + l \cdot \sin\beta. \tag{37}$$

Koeficient$l$ je stanoven z trojúhelníku b, f, l, podle vztahu (38)

$$l = \sqrt{b^2 + f^2}. \tag{38}$$

Úhelβ je dále možné vyjádřit jako rozdíl úhlů φ a α (39)

$$\beta = \varphi - \alpha. \tag{39}$$

Úhelα je stanoven z trojúhelníku b, f, l (40)

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{f}{b}\right). \tag{40}$$

Posledním koeficientem je úhel φ, který je získán z trojúhelníku, jehož přepona je tvořena oddíly b, d a jedna z jeho odvěsen je právě průhybu špičky s (41)

$$\varphi = \sin^{-1}\left(\frac{s}{b+d}\right). \tag{41}$$

Po dosazení rovnic (36) až (41) do vzthau (35) je získána obecná závislost délky piezoaktuátoru na průhybu špičky $p = f(s)$ (42).

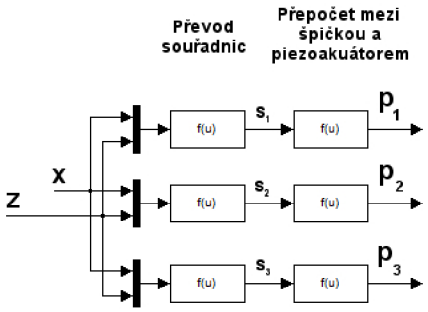
$$p = \left(\left\{\sqrt{b^2+f^2}\cdot\cos\left[\sin^{-1}\left(\frac{s}{b+d}\right)-\tan^{-1}\left(\frac{f}{b}\right)\right]\right\}^2 + \left\{a+\sqrt{b^2+f^2}\cdot\sin\left[\sin^{-1}\left(\frac{s}{b+d}\right)-\tan^{-1}\left(\frac{f}{b}\right)\right]\right\}^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{42}$$

Parametry a, b, d, f jsou dány konstrukcí navrženého adaptronického vřetene současně s použitým nástrojem. Jejich hodnoty jsou převzaty z programu Solid Works (Tab. 32).

Hodnoty koeficientů $[m]$	
a	0,352
b	0,177
d	0,241
f	0,175

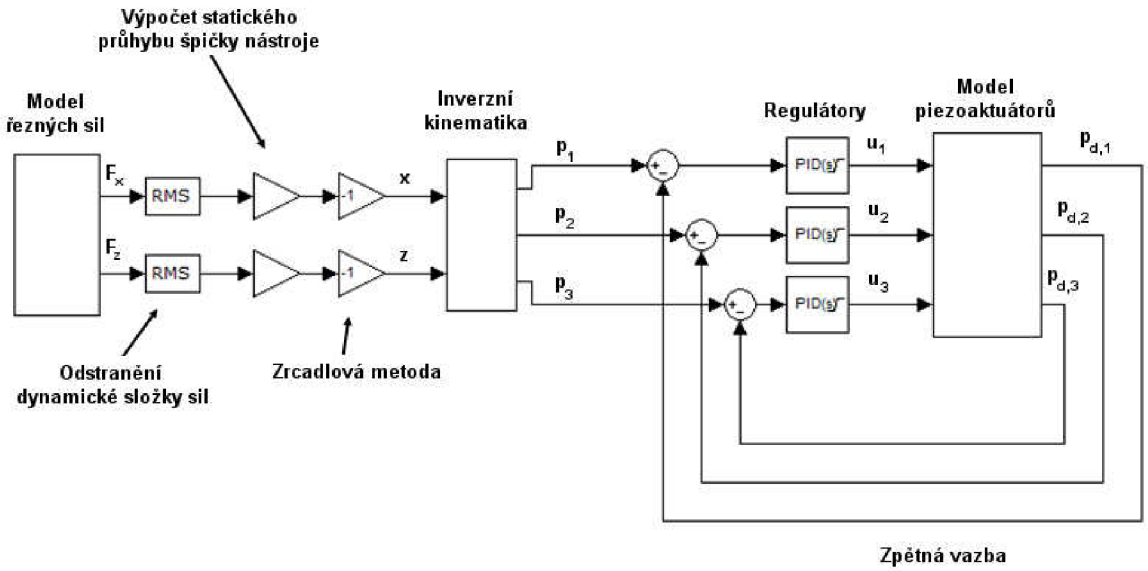
Tab. 32. Hodnoty koeficientů pro závislost délky piezoaktuátoru na průhybu špičky nástroje podle vztahu (42).

Následně je sestaven v programu simulink příslušný blok, ktery v sobě zahrnuje přepočet průhybu špičky nástroje na prodloužení jednotlivých aktuátorů. Tento blok byl sestaven pomocí šesti funkčních bloků *fcn*, které představují rovnice pro přepočet souřadného systému (32), (33), (34) a rovnici pro přepočet průhybu na prodloužení (42). Blokové schéma inverzní kinematiky je znázorněno na obrázku 28.



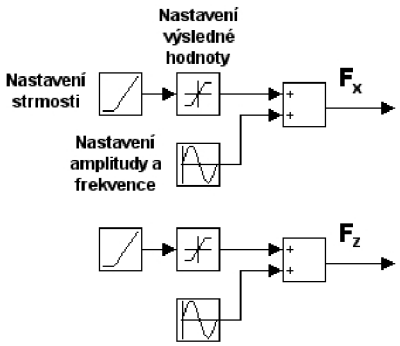
Obr. 28. Schéma bloku inverzní kinematiky (program Simulink).

Nyní jsou vytvořeny všechny potřebné bloky pro sestavení výsledného simulačního modelu, který byl popsán v úvodu této kapitoly (Obr. 29.).



Obr.29. Blokové schéma simulačního modelu kompenzace statického průhybu nástroje (v programu Simulink)

Model řezných sil představuje lineárně vzrůstavící signál s určitým stupněm nasycení, na němž je nasuperponován harmonický signál. Parametry nasycení, strmost, frekvence a amplituda jsou libivolně nastavitelné. Blokové schéma pro genrování řezných sil je zobrazeno na obrázku 30.



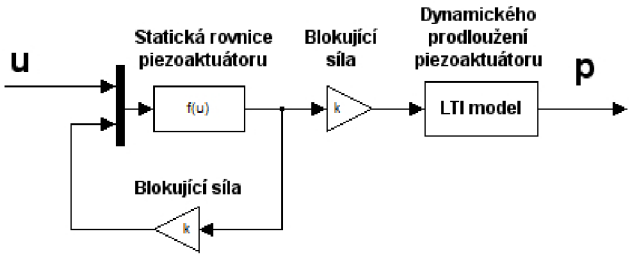
Obr. 30. Blokové schéma modelu řezných sil (v programu Simulink).

Jelikož model řezných sil obecně obsahuje kmitavou složku, je zapotřebí ji vhodným způsobem odfiltrovat. K tomu byl vybrán blok přímo z knihovny programu Simulink (*RMS*), který přepočítává vstupní signál na jeho efektivní hodnotu podle vzorce (43). Tento přepočet probíha vždy po určitém časovém úseku T. Volbou délky tohoto časového úseku lze ovlivnit účinnost filtrace.Jako vedlejší efekt však dochází ke značnému zpoždění výstupního signálu. Cílem je tedy tento parametr nastavit vhodně tak, aby bylo docíleno co největšího útlumu harmonické složky signálu (i nižších frekvencí) s co možná nejmenším zpožděním výstupu oproti vstupu. Na základě toho byl zvolen časový úsek $T = 0{,}1\ s$. Tento parametr se do bloku zadává pomocí *základní frekvence* $f = 10\ Hz$.

$$RMS\big(f(t)\big) = \sqrt{\frac{1}{T}\int_{t-T}^{t} f(t)^2} \tag{43}$$

Následující odstavce jsou zaměřeny na postup nastavení parametrů jednotlivých regulátorů a následné ověření jejich funkčnosti.

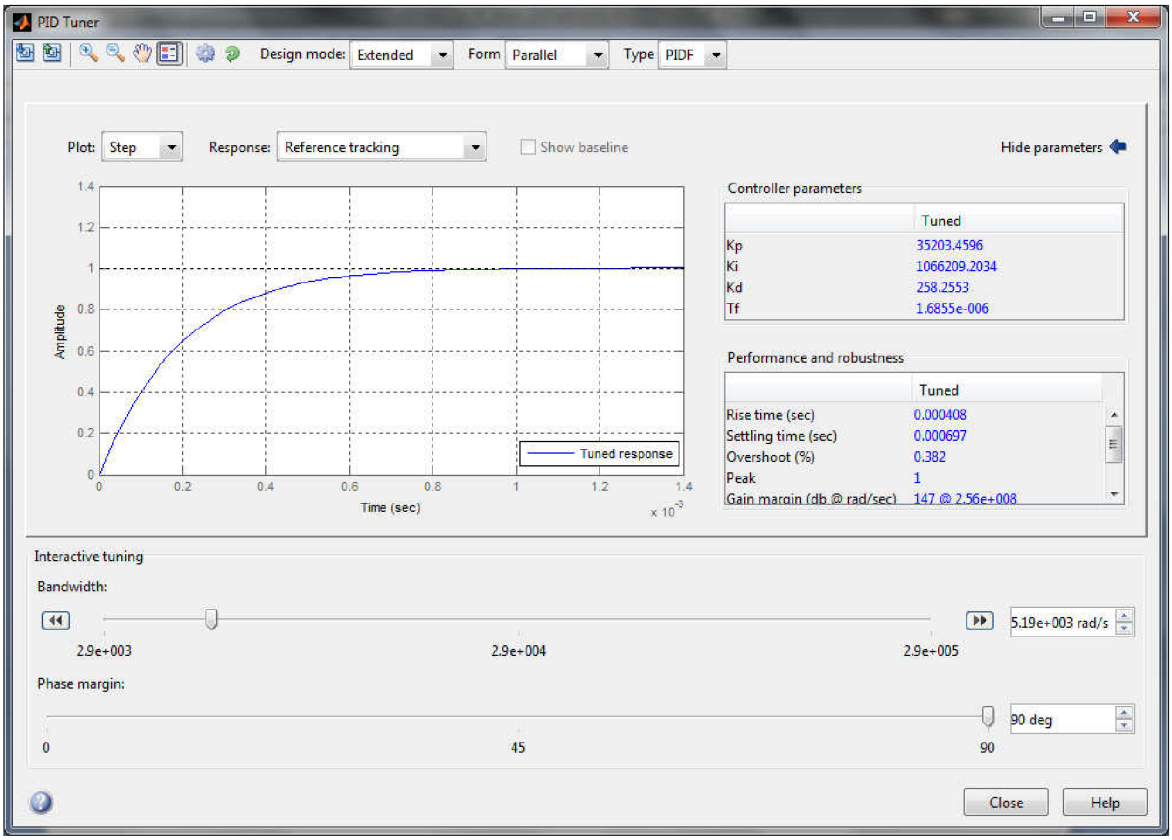
Program Matlab v sobě obsahuje několik různých nástrojů pro nastavení a ladění parametrů PID regulátoru. V této práci bylo použito nástroje *pidtool.*Tato funkce však podporuje nastavování a ladění LTI systémů pouze s jedním vstupem a jedním výstupem.V případě modelu piezoaktuátoru, uvedeného v této práci, se jedná o systém se třemi vstupy a třemi výstupy. Bude proto zapotřebí nastavit každý regulátor odděleně podle blokového schématu na obrázku 31. V takovémto případě už nemusejí být uvedená stabilita a chování zachovány také pro výsledný systém (vzhledem k charakteru bloku pro výpočet blokujících sil). PID regulátory se obecně vyznačují poměrně velkou robustností, což by mohlo v našem případě zajistit požadovanou odezvu i systému se třemi současně řízenými piezoaktuátory.



Obr. 31. Model samostatného piezoaktuátoru, pro nastavení paramtrů regulátoru pomocí nástroje pidtool (program Simulink).

Při odstranění vlivů ostatních piezoaktuátorů se bloky pro výpočet blokujících sil zredukovalyna jediný koeficient (k_{piezo}). LTI model dynamického prodloužení piezoaktuátorů byl ponechán s tím, že na jeho ostatní vstupy je přiveden nulový signál. Dále je zapotřebí pro použití funkce *pidtool* toto blokové schéma převést na LTI systém. K tomu bylo použito nástrojové sady programu Simulink (*Simulink Control Designi*).

Uživatelské rozhraní tohoto nástroje umožňuje nastavit koeficienty regulátoru na základě požadovaného průběhu odezvy regulovaného systému na různé typy buzení (referenční hodnota, chyba na vstupu, chyba na výstupu, ...). Průběh této odezvy je možné sledovat v časové i frekvenční oblasti. Pro nastavení požadovaného chování systému jsou zde k dispozici dva parametry: šířka pásma (*Bandwidth*), fázová bezpečnost (*Phase margin*). Parametr šířka pásma slouží k nastavení doby odezvy systému. Parametr fázové bezpečnosti zajišťuje zachování dostatečné robustnosti řízení. Na základě kombinace těchto dvou parametrů jsou vypočítány příslušné parametry regulátoru, z nichž je následně stanoven tvar odezvy. Z důvodů značného zjednodušení simulačního modelu pro účely ladění regulátoru bylo pro zajištění požadovaného chování řízení původního modelu tří piezoaktuátorů nutné v této části návrhu volit co největší robustnost (tedy maximalizovat fázovou bezpečnst). Celá soustava projevovala nejlepší odezvu při použití PID regulátoru s filtrovanou derivací (PIDF). Optimální odezva samostatného piezoaktuátoru, řízeného PIDF regulátorem, je znázorněna na obrázku 32.



Obr. 32. Získání parametru PID regulátoru pro optimální přechodovou charakterstiku za pomoci nástroje pidtool (program Matlab).

Výsledné koeficienty PID regulátoru, získané výše uvedeným postupem, jsou zaneseny v tabulce 33.

Parametry použitého PID regulátoru	
K_p	35203,4596
K_i	1066209,2034
K_d	258,2553
T_f	$1{,}6855 \cdot 10^{-6}$

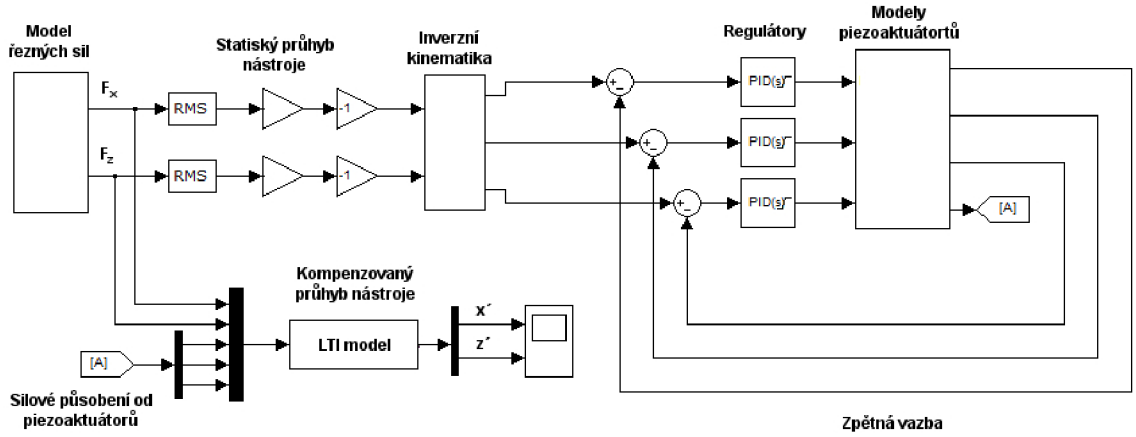
Tab. 33. Parametry regulátoru pro řízení prodloužení piezoaktuátoru.

Parametry z tabulky 33. byly použity pro všechny tři piezoaktuátory, zapojené v simulačním modelu z obrázku 30. Pro zachování správného a bezpečného používání akčním členům byly následně regulátory opatřeny saturační mezí, která má simulovat hraniční mez akční veličiny (0 až 1000 V).

Při simulacích regulátory nebyly schopny stabilního řízení kompenzačního systému. Odůvodněno to může být např. nedokonalým filtrováním dynamické složky řezných sil. Při nahrazení filtračních prvků za jednoduché filtry typu dolní propust se zlomovou frekvencí 10 Hz byla regulační odchylka opět značně nestabilní. Následně bylo přistoupeno k ručnímu ladění konstant regulátoru. Hlavní vliv na nestabilitu systému by mohla mít v první řadě derivační složka. Jelikož použité regulátory používají filtrovanou derivaci, byly následující úpravy zaměřeny přímo na filtrační konstantu. Podle tabulky 33.

jsou filtrační konstantou T_f filtrovány až frekvence velmi vysokých řádů (10^4). Zvýšení tohoto koeficientu by zajistilo schopnost regulátoru odfiltrovat již mnohem menší frekvence derivační složky signálu. Podle těchto úvah byla filtrační konstanta regulátorů změněna na hodnotu 16855. Po následném testování již bylo docíleno dostatečně hladkého průběhu regulační odchylky.

Pro otestování výsledného efektu kompenzace je zapotřebí zkoumat především výsledný průhyb špičky nástroje. K tomu byl simulační model doplněn ještě LTI modelem adaptronického vřetena z kapitoly 3.2.3., jehož vstupy jsou řezné síly a síly od piezoaktuátorů. Výstupem je pak průhyb špičky nástroje. Výsledné zapojení simulačního modelu je na obrázku 33.



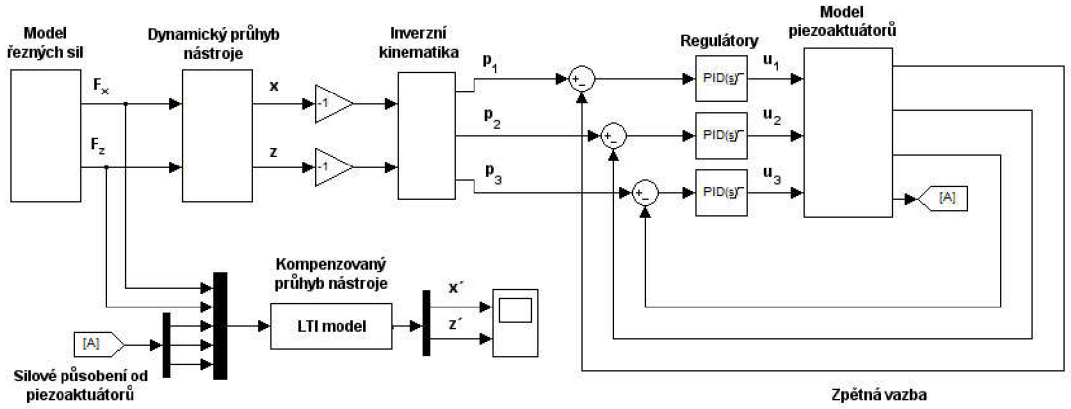
Obr. 33. Výsledné schéma simulačního modelu pro kompenzaci průhybu nástroje (v programu Simulink).

Podle výsledků simulacíbyla tímto způsobem řízení vykompenzována téměř celá statická složka průhybu nástroje, což je považováno za značný úspěch.

Při dalším návrhu způsobu kompenzace bude brán větší zřetel na eliminaci úplného průhybu nástroje (včetně jeho kmitavé složky).

3.2.5.2. Kompenzace dynamického průhybu nástroje

V této části kapitoly bude cílem sestavit vhodný model kompenzace průhybu nástroje, který by dokázal mimo eliminace statické složky také snížit vibrace špičky nástroje. Struktura tohoto způsobu kompenzace vychází z blokového schématu pro kompenzaci statického průhybu nástroje, popsaného v kapitole 3.2.5.1. Jediná změna spočívá v nahrazení bloků pro výpočet statického průhybu blokem pro dynamický průhyb. Dále jsou ze schématu odstraněny také filtrační bloky (*RMS*). Ostatní bloky zůstaly nezměněny (Obr. 34.). Cílem této úpravy je přivést k piezoaktuátorům dynamický signál.



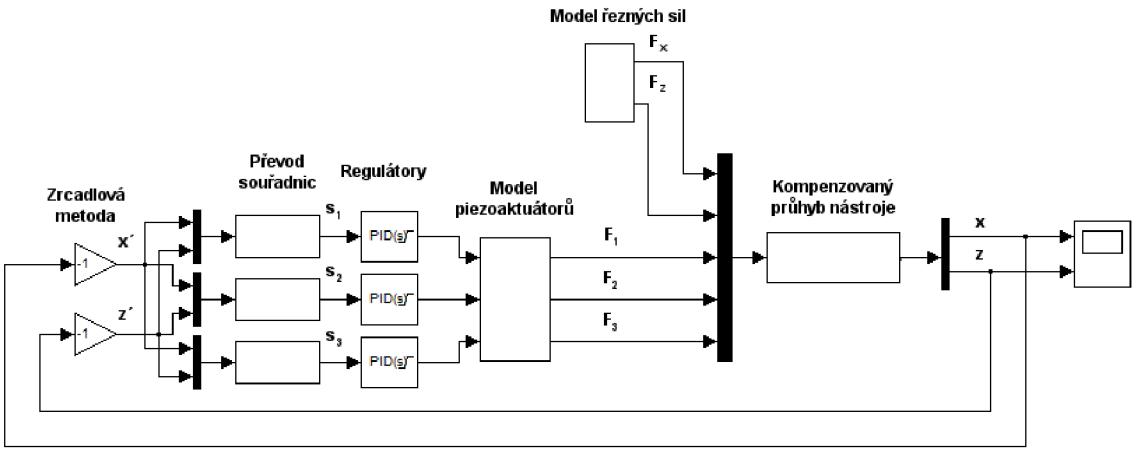
Obr. 34. Blokové schéma modelu pro kompenzaci dynamického průhybu nástroje (v programu Simulink).

Po provedení prvotních simulací pro budící signál o frekvenci $200\ Hz$ dokázaly regulátory sledovat požadovaný signál s trvalou regulační odchylkou amplitudy kmitavé složky menší než 50%. To by mohlo znamenat značnou redukci vibrací špičky nástroje. Signál kompenzovaného průhybu špičky nástroje se ukázal naopak jako velmi nestabilní. Při bližším zkoumání akčního zásahu regulátoru bylo zjištěno, že akční veličina je značně rozkmitaná a jedna z jejích frekvecí je nebezpečně blízko vlastní frekvenci adaptronického systému. To bylo důvodem nestabilního chování celého kompenzačního systému. Následně byly před místo výpočtu regulační odchylky aplikovány jednoduché filtry (dolní propust), aby ze signálu vstupujícího do regulační smyčky odstranily vyšší harmonické signály, které mohly způsobit předešlou nestabilitu. Následně pak bylo provedeno ještě několik různých variant aplikace filtrů (na výstupech piezoaktuátorů), ale i zde nebylo dosaženo uspokojivého výsledku. Dále bylo přikročeno k změnám parametrů regulátoru. Po nastavení vyššího řádu filtrační konstanty se začaly objevovat problémy s řešiči, které způsoboval problematický blok pro výpočet blokujících sil piezoaktuátorů.

Na základě výsledků výše uvedených pokusů byla tato strategie kompenzace průhybu nástroje označena pro uvedený systém za nefunkční.

3.2.5.3. Kompenzace dynamického průhybu nástroje II

Dalším způsobem, jak docílit efektivní kompenzace, je změna strategie řízení piezoaktuátorů. Doposud byl regulátor zaměřen pouze na napodobení dynamiky akčních částí modelu. Předešlý neúspěch simulace byl tedy podle všeho zaviněn nepřizpůsobením akčního zásahu dynamickým vlastnostem zbylých částí systému (ISO kužel, Nástroj, Ložiska). Způsob jak tento nedostatek odstranit je pokusit se naladit parametry regulátoru, který by řídil přímo průhyb špičky nástroje. Výsledné schéma simulačního modelu je možné vidět na obrázku 35.



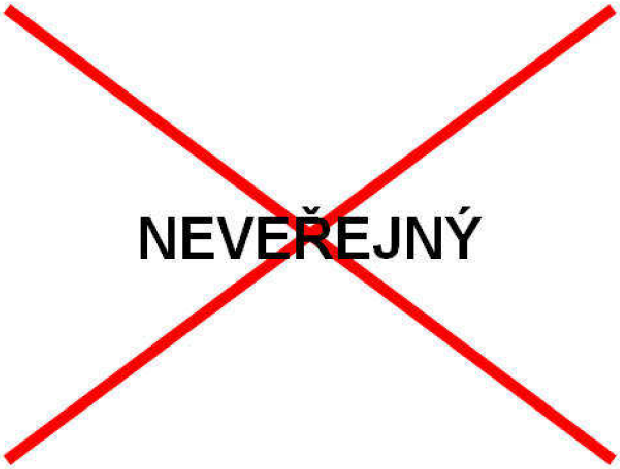
Obr. 35. Kompenzace průhybu nástroje pomocí strategie řízení eliminace chyby na výstupu (program Simulink).

Z blokového schématu byl odstraněn přepočet inverzní kinematiky. Regulátor tak přímo pomocí piezoaktuátorů řídí pozici špičky nástroje, čímž se snaží kompenzovat vliv poruchové veličiny (řezných sil). Pro tuto aplikaci byly nově naladěny všechny konstanty regulátorů (*pidtool*). Při tomto uspořádání opět nebylo docíleno stabilní odezvy špičky nástroje. To je zapříčiněno tím, že sám regulátor nedokáže vhodně řídit tak složitý systém. Pro správnou funkci by bylo zapotřebí sestavit přesný model zpětné dynamiky, pro přepočet průhybu nástroje na prodloužení piezoaktuátorů. Pak by možná bylo dosaženo většího úspěchu s touto, jinak důmyslnou strategií řízení.

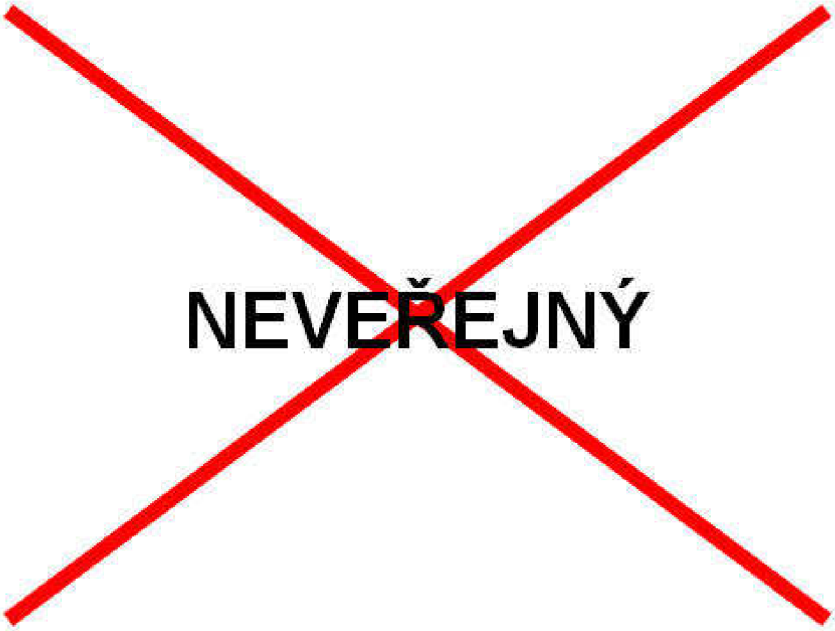
4. Výsledky simulace

Podle kapitoly 3.se pro účely kompenzace průhybu nástroje ukázala být vhodná pouze metoda kompenzace statického průhybu nástroje (3.2.5.1.). V této kapitole jsou pak zobrazeny výsledky simulací, provedených na tomto modelu. Uvedené vlastnosti vytvořeného systému jsou prezentovány v časové a frekvenční oblasti.

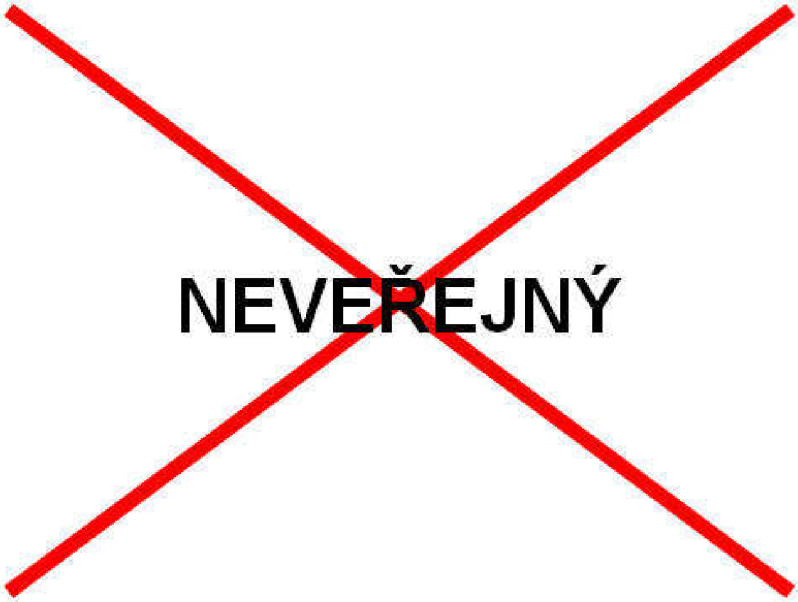
Pro uvedené simulace bylo použito modelu řezných sil s náběhem $0{,}1\ s$ a finální hodnotou $6\ N$ v ose x a $9\ N$ v ose z. Frekvence dynamické složky sil byla nastavena nejprve na 100 a poté na $900\ Hz$, vždy s amplitudou $0{,}25\ N$ (viz Obr. 36).



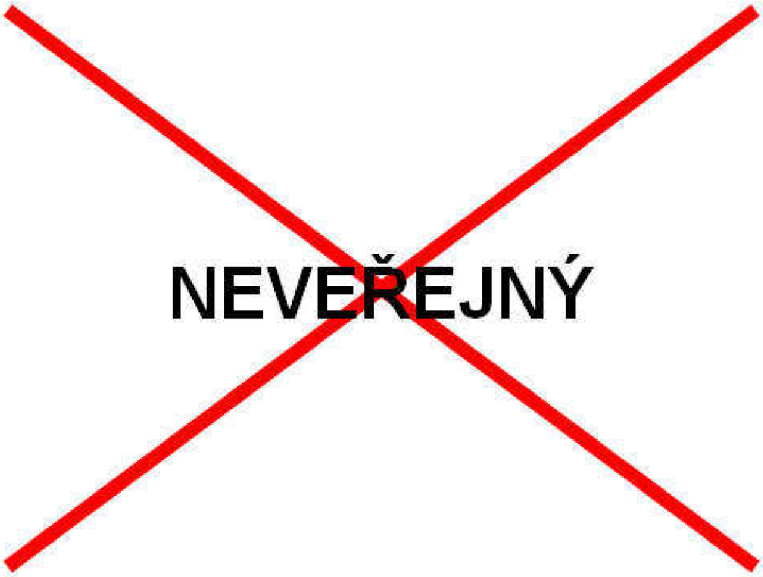
Obr. 36. Ukázka průběhu řezných sil v ose x frekvence 100 Hz.



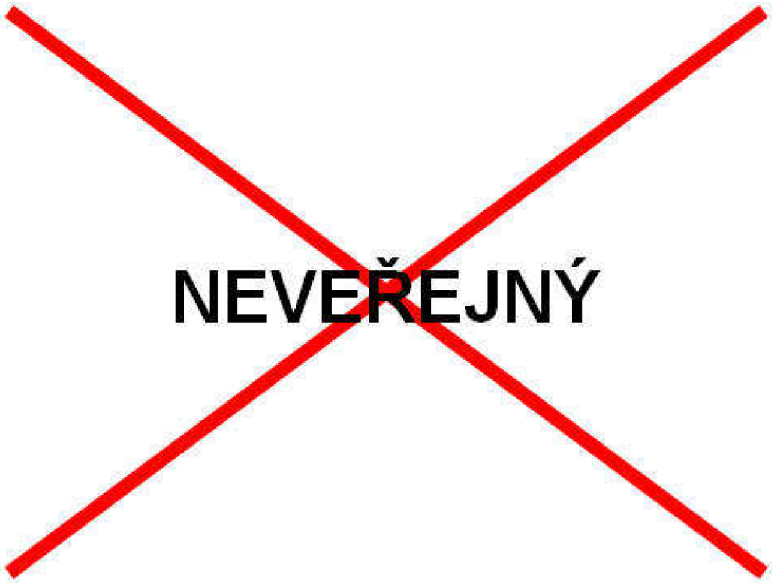
Obr. 37. Průběh průhybu špičky nástroje v ose x pro frekvenci 100 Hz.



Obr. 38. *Průběh průhybu špičky nástroje v ose z pro frekvenci 100 Hz.*

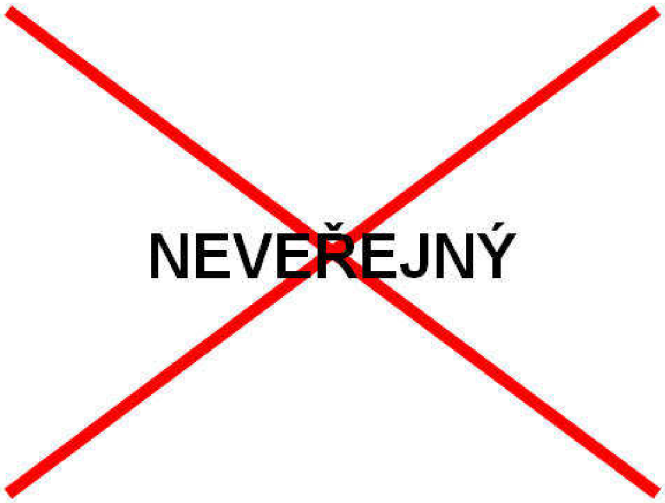


Obr. 39. *Průběh průhybu špičky nástroje v ose x pro frekvenci 900 Hz.*



Obr. 40. *Průběh průhybu špičky nástroje v ose z pro frekvenci 900 Hz.*

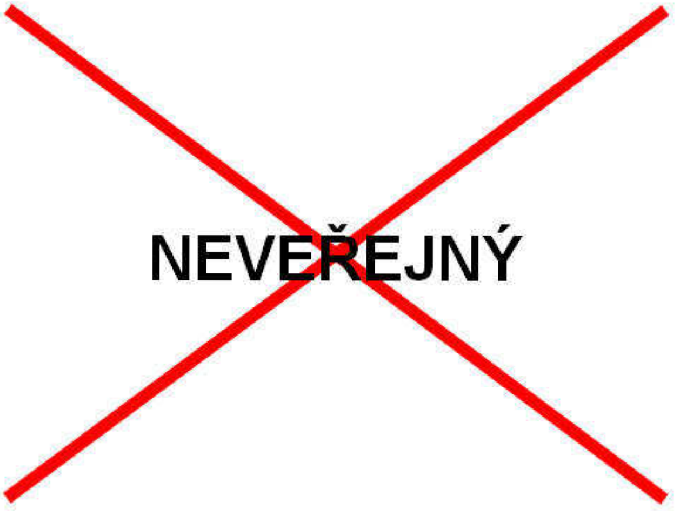
Z obrázků 37.až 40. je patrné, že kompenzační systém efektivně eliminuje statickou složku průhybu nástroje, jak pro nízké tak i pro výšší budící frekvence. Dále je možné registrovat velmi nízkou hodnotu trvalé regulační odchylky. Existence regulační odchylky může být dána výpočtem inverzní kinematiky, kde by mohlo vlivem zaokrouhlení nebo nepřesných údajů dojít k odklonu od skutečné požadované pozice špičky nástroje.



Obr. 41. Amplitudo frekvenční charakteristika v logaritmickém měřítku pro redukované systémy (vstup: Síla x; výstup: Průhyb x).

Podle obrázku 41. zanesly kompenzační prvky do systému rezonanční a antirezonanční frekvenci o nízkém řádu (55,03 a 55,2 Hz). Amplitudy kmitů těchto frekvencí se projevují na velmi úzkém frekvenčním pásmu a při simulaci (pro buzeni 55,03 a 55,2 Hz) se vůbec neprojevily. Kompenzační systém také zesiluje amplitudu antirezonanční frekvence (3690 Hz). Z obrázku dále vyplývá, že poslední rezonanční a antirezonanční frekvence jsou kompenzací zcela odstraněny. Ve skutečnosti je to

zapříčiněno pouze redukcí simulačních modelů. Frekvenční charakteristika pro neredukované systémy je znázorněna na obrázku 42. Zde je možné pozorovat částečný útlum všech antirezonančních frekvencí vyšších řádů (10^4).

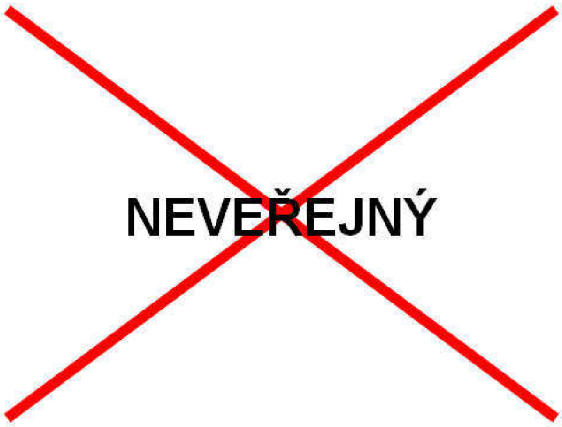


Obr. 42. Amplitudo frekvenční charakteristiky v logaritmickém měřítku pro neredukované systémy (vstup: Síla x, výstup: Průhyb x).

5. Závěr

Na základě dat poskytnutých firmou TOSHULIN, a.s. byl v úvodních kapitolách této práce vytvořen zjednodušený mechanický model frézovacího vřetene v programu ADAMS. Následně pak byl model vřetene opatřen vhodnými kompenzačnímy prvky. V další části práce byl tento model linearizován a převeden do programového prostředí Matlab/Simulink, kde byl pro vhodnou manipulaci zredukován. Poslední kapitoly práce se věnovaly několika způsobům řízení akčních částí kompenzačního systému, z nichž byla jako optimální vybrána metoda kompenzace statického průhybu nástroje pomocí tří piezoaktuátorů, řízených PID regulátory.Závěr práce je pak věnován vyhodnocení výsledků provedených simulací v časové a frekvenční oblasti.

Vytvořený model kompenzace průhybu nástroje se ukázal podle výsledků simulací být velmi efektivní, díky téměř úplné eliminaci statické složky průhybu nástroje. Rozsah kompenzace není možné přesně specifiovat, neboť je závislý na jednotlivých složkách řezných sil. Orientační rozsah je znázorněn na obrázku 42.



Obr. 43. Přibližný rozsah kompenzace, převedený na průhyb špičky nástroje.

Nicméně i po překročení daných mezí je kompezační systém schopen eliminovat statickou složku průhybu alespoň z části, což je považováno za velkou výhodu. Uvedený systém byl testován pouze s nástrojem o průměru 4 mm a délce 63 mm, což odpovídá nejproblematičtějším podmínkám z hlediska výskytu průhybu nástroje. Systém byl navržen dostatečně výkonně, aby byl schopen kompenzovat i větší silové působení (desítky kN), například při hrubování velkými nástroji. Celý kompenzační systém je naprosto samostatný, informace pro svůj chod získává ze čtyř vhodně situovaných senzorů.Při vyřazení tohoto systému z činnosti vřeteno výrazně nemění svou tuhost. Uvedený kompenzační systém také představuje dostatečný základ pro následnou implementaci výměny nástroje, která nebyla v této práci řešena.

Návrh kompenzace s sebou nese také několik nevyřešených problémů. Před instalací kompenzačních prvků bylo zapotřebí vřeteno opatřit vlastním pohonem. Zde nastává problém s řešením způsobu připevnění motoru k vřetení.Jako nejvhodnější způsob se jeví použití speciální upínací klece. Nyní vzniká problém s vhodným umistěním převodovky a hydraulického zařízení pro automatickou výměnu nástroje. Celý systém vyžaduje rozsáhlou úpravu vřeteníku pro připevnění akčních členů. Pokud by byly akční členy připevněny přes externí kroužek, došlo by k výraznému navýšení hmotnosti (přibližně 300 kg), což by výrazně ovlivnilo dynamiku stroje. Jako akční části byly použity piezoaktuátory od výrobce PI-Ceramic, které jsou velmi výkonné, nicméně jsou napájeny velmi vysokým napětím (1000 V). Tímto značně vzrostou energetické náklady na provoz

obráběcího stroje. Dále jsou také akční části velmi náchylné na přetížení silovým působením. Běžná pořizovací cena piezoaktuátorů použitého typu se pohybuje v desítky tisíc korun za kus. Do ceny je zapotřebí připočítat ještě napájecí jednotky pro každý člen. Třeba také podotknout, že piezoelektrické materiály podléhají tzv stárnutí, které snižuje jejich schopnost deformace podle počtu použití.

Po zhodnocení následujících informací se jeví kompenzace průhybu nástroje pomocí piezoaktuátorů jako velmi efektiví způsob, jak poměrně značně zvýšit produktivitu a přesnost obráběcího stroje, především při frézování pomocí tenkých stopkovách fréz. Na druhou stranu takovéto vylepšení vyžaduje rozsáhlé úpravy a značná bezpečnostní omezení. Konstrukce poskytnutého vřetene vykazovala poměrně vemi slušné statické i dynamické vlastnosti i bez kompenzačních prvků. Navíc se firma TOSHULIN, a.s. zaměřuje na konstrukci velkých obráběcích strojů, které příliš často tenké nástroje nepoužívají. Z tohoto důvodu je použití kompenzačního systému pro uvedené vřeteno považováno za nevhodné.

Seznam zdrojů

[1] ABELE, E.; ALTINTAS, Y.; BRECHER, C. Machine tool spindle unites. *CIRP Annals : Manufacturing Technology*. 2010, vol. 59, no. 2, 781-802.

[2] SALGADO, M. A.; and col. Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2005, vol. 45, no. 6, pp. 727-739.

[3] HABIBI, M.; AREZOO, B.; NOJEDEH, M. V. Tool deflection and geometrical error compensation by tool path modification. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2011, no. 51, pp. 439-449.

[4] ENGIN, S.; ALTINAS, Y. Mechanics and dynamics of general milling cutters. Part I: helical end mills. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2001, no. 41, pp. 2195-2212.

[5] SHIMANA, K.; KONDO, E.; SHIGEMORI, D.; YAMASHITA, S.; KAWANO, Y.; KAWAGOISHI, K. An Approach to Compensation of Machining Error Caused by Deflection of End Mill. *5th CIRP Conference on High Performance Cutting*. 2012, pp. 677-678.

[6] WITTSTOCK, V.; MÜNZNER, J.; NEUGEBAUER, R. Aktive Lagekorrektur einer HSC-Hauptspindel. *VDI-Z integrierte Produktion*, 2007, vol. 149, no. 6, pp. 71-74.

[7] DENKENA, B.; MÖHRING, H. C.; WILL, J. C. Design and layout of an adaptronic spindle system. *CIRP Journal of Manufacturing Systems*. 2005, vol. 34, no. 3, pp. 247-257.

[8] DENKENA, B.; MÖHRING, H. C.; WILL, J. Tool Deflection Compensation with an Adaptronic Milling Spindle. *Conference on Smart Machining Systems (ICSMS)*, Gaithersburg, USA, 13.03. 2007–15.03.2007.

[9] VETIŠKA, J.; HADAŠ, Z. Using of Simulation Modelling for Developing of Active Damping System, 2012 INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, pp. 1199-1204, ISBN 978-1-4673-1300-1, (2012) *conference paper akce: International Symposium On Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion - SPEEDAM 2012, Sorrento, 20.06.2012-22.06.2012*

[10] Markagro [online]. [cit. 2013-02-06]. Dostupné z: <http://markagro.cz/eshop/index.php?page=shop.product_details&flypage=flypageask.tpl&product_id=299&category_id=123&vmcchk=1&option=com_virtuemart&Itemid=53>.

[11] *ZPS - FRÉZOVACÍ NÁSTROJE* [online]. [cit. 2013-02-18]. Katalog fréz. Dostupné z: <http://www.zps-fn.cz/katalog-frez/frezy-pro-drazky/freza-prodrazky-per-dlouha-nesoumerna-iso-1641-typ-n-rychlorezna-ocel-hss-co8-1/>.

[12] SCHMITZ, T. L.; POWELL, K.; WON, D.; DUNCAN, G. S.; SAWYER, W. G.; ZIEGERT, J. C. Shrink fit tool holder connection stiffness/damping modeling for frequency response prediction in milling. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2007, no. 47, pp. 1368-1380.

[13] PÍČ, J.; BRENÍK, P. *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty*. 2., opr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986, 573 s.

[14] KOVONÁSTROJE [online]. [cit. 2013-04-27]. Dostupné z: <http://www.kovonastroje.cz/Nastroje-pro-kovoobrabeni/Frezovani/Frezy/Stopkovefrezy/Frezy-pro-drazky-per/2-brite-pro-drazky-per/S-nesoumernymi-brity/Stopkova-freza-4mm-pro-drazky-per-dlouha-nesoumerna-2br-HSS-Co8-4mm-dlouha-HSSCo8.html>.

[15] MAREK, J.; a kol. *Konstrukce CNC obráběcích stroju*. 2. vyd. Praha : MM publishing, 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.

[16] PÁCEK, Aleš; a kol. Pomerný útlum jednoduchého telesa v proudu vzduchu. In *Colloquium Fluid dynamics*, Praha, 24. – 26. Října 2007.

[17] Configuration Manual, Induction Motors 1PH7 SINAMICS S for production machines. SIEMENS, 05/2007. Dostupné z: <http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/SINUMERIK_SINAMICS_02_2012_E/APH7P.pdf?p=1>.

[18] Technical Documentation, PICA-Stack / PICA-Power / PICA-Thru User Manual. Lederhose (D): PI Ceramic GmbH, 2004. Dostupné z: <http://www.eurotek-general.com/P-007%20-%20P-010_User%20Manual.pdf>.

[19] HANUS, J. *Využití piezo-materiálu pro získávání elektrické energie z vibrací.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

[20] NEUGEBAUER, R.; WITTSTOCK, V.; DORSEL, W. G. Arbeitsblätter, Werkzeugmaschinen-Mechatronic. Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse (IWP), 2011.

[21] Piezoelectric Ceramics: Principles and Applications. APC International, Ltd. 2002.

[22] FORCES & STIFFNESS of Piezoelektric Actuators. PI Ceramic GmbH, 2013. Dostupné z: <http://www.piceramic.com/pdf/Piezo_Actuator_Forces_Stiffness.pdf>.

Seznam použitých symbolů

a	Koeficient vlivu blokující síly na prodloužení piezoaktuátoru $[m \cdot N^{-1}]$.
$a, a', b, d,$ f, p, l, l'	Koefeicienty pro výpočet inverzní kinematiky $[m]$.
A_p	Plocha piezoelementu, ze kterého je složen piezoaktuátoru $[m^2]$.
b	Obecný koeficient tlumení $[N \cdot s \cdot m^{-1}]$, $[N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$.
b_f	Koeficient tlumení translačního pohybu $[N \cdot s \cdot m^{-1}]$.
b_φ	Koeficient tlumení rotačního pohybu $[N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}]$.
d, d^t	Matice piezoelektrických koeficientů $[V \cdot m^{-1}]$.
d_{33}	Piezoelektrický koeficient ve směru 33 $[V \cdot m^{-1}]$.
D	Poměrný útlum.
D	Hustota elektrického pole $[C \cdot m^{-2}]$.
D_e	Ekvivalnetní průměr stykovéch plovh $[m]$.
E	Intenzita elektrického pole $[V \cdot m^{-1}]$.
f	Frekvence $[Hz]$.
F	Síla $[N]$.
F_S	Blokující síla $[N]$.
F_x, F_z	Řezné síly v ose x, z $[N]$.
F_1, F_2, F_3	Blokující/působící síla piezoaktuátorů Piezo1, Piezo2, Piezo3 $[N]$.
I	Obecný moment setrvačnosti $[kg \cdot m^2]$.
I_x, I_y, I_z	Momenty setrvačnosti vzhledem k osám x, y, z $[kg \cdot m^2]$.
k	Obecně statická tuhost $[N \cdot m^{-1}]$, $[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$.
k_f	Posuvová tuhost spoje $[N \cdot m^{-1}]$.
k_{sn}	Styková tuhost $[Pa \cdot m^{-1}]$.
k_φ	Tuhost spoje v natočení $[N \cdot m \cdot rad^{-1}]$.
k_{piezo}	Statická tuhost měřená v místě předepnutého piezoaktuátoru $[N \cdot m^{-1}]$.
K_p	Proporcionální zesílení.
K_i	Integrační zesílené.
K_d	Derivační zesílení.
$K_{te}, K_{re}, K_{ae},$ K_{tc}, K_{rc}, K_{ac}	Koeficienty pro výpočet modelu řezných sil.
l	Délka stykové plochy $[m]$.
l_p	Délka piezoaktuátoru $[m]$.
m	Hmotnost [kg].
n	Otáčky $[min^{-1}]$.
n_p	Počet piezoelementů v piezoaktuátoru.
p_1, p_2, p_3	Statické prodloužení piezoaktuátorů Piezo1, Piezo2, Piezo3 $[m]$.
$p_{d,1}, p_{d,2}, p_{d,3}$	Dynamické prodloužení piezoaktuátorů Piezo1, Piezo2, Piezo3 $[mm]$.
q	Obecný posuv/výchylka $[m]$.
s	Obecný průhyb špičky nástroje $[m]$.
S	Mechanické přetvoření.
s^E	Elastická poddajnost $[m^2 \cdot N^{-1}]$.
s_{33}^E	Elastická poddajnost ve směru 33 $[m^2 \cdot N^{-1}]$.
s_1, s_2, s_3	Souřadnice os v 120°, 2D souřadného systému $[m]$.

s_0, $s_{0,x}$, $s_{0,z}$	Koeficienty pro výpočet souřadnic s_1, s_2, s_3 $[m]$.
t	Čas [s].
T	Mechanické napětí $[Pa]$.
T	Perioda pro výpočet efektivní hodnoty signálu $[s]$.
T_f	Filtrační konstanta $[s]$.
T_D	Perioda kmitů [s].
u_p, V	Napájecí napětí [V].
u_1, u_2, u_3	Napájecí napětí piezoaktuátorů Piezo1, Piezo2, Piezo3 $[V]$.
x, z	Průhyb špičky nástroje v ose x, z [mm].
x', z'	Kompenzovaná průhyb špičky nástroje v ose x, z [mm].
x, y, z	Osy kartézského souřadného systému.
z	Počet zubů nástroje.
α, β	Pomocné úhly pro výpočet inverzní kinematiky [°].
δ	Logaritmický dekrement útlumu.
Δl_p, Δl	Obecné prodloužení piezoaktuátoru $[m]$.
φ	Obecný úhel natočení vřetene [°].
π	Ludolfovo číslo.
ε^T	Permitivita.

Přílohy

K práci je přiloženo médium CD-R, které obsahuje:

- Elektronickou verzi této diplomové práce ve formátu Adobe Acrobat Reader (PDF)
- Simulační model, vytvořený v programu MATLAB 7.11.0.584 (R2010b) 64-bit, pro operační systém Windows 7
- Inicializační hodnoty pro simulační model ve formátu programu MATLAB