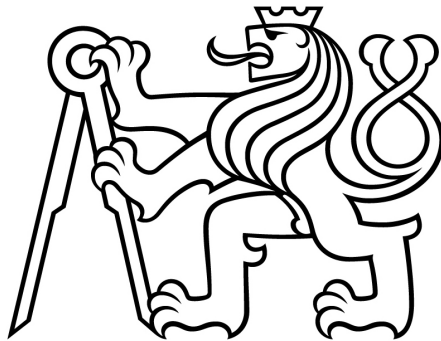


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**TEZE
DISERTAČNÍ
PRÁCE**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

VYVAŽOVÁNÍ VERTIKÁLNĚ SE POHYBUJÍCÍCH HMOT
POMOCÍ ROTAČNÍHO HYDROMOTORU

Ing. Štěpán Fiala

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.

Teze disertace k získání akademického titulu "doktor", ve zkratce "Ph.D."

Praha

Červen 2020

Název anglicky: **Counterballancing of Vertical Moving Masses with use of Rotation Hydromotor**

Disertační práce byla vypracována v **prezenční/ kombinované*** formě doktorského studia na Ústavu výrobních strojů a zařízení Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Disertant: Ing. Štěpán Fiala

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, Praha 6

Školitel: doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, Praha 6

Školitel-specialista:* Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, Praha 6

Oponenti:

Teze byly rozeslány dne:

Obhajoba disertace se koná dne v hod.

v zasedací místnosti č. 17 (v přízemí) Fakulty strojní ČVUT v Praze,
Technická 4, Praha 6

před komisí pro obhajobu disertační práce ve studijním oboru Konstrukční a
procesní inženýrství.

S disertací je možno se seznámit na oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojní
ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6.

<jméno>

předseda oborové rady oboru <název>

Fakulta strojní ČVUT v Praze

* nehodící se vynechá

1. SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY
2. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE
3. METODY ZPRACOVÁNÍ
4. VÝSLEDKY
5. ZÁVĚR

Publikace související s tématem disertace

Seznam použité literatury v tezích

Ohlasy / Bez ohlasů a recenzí

Anotace

Summary

- 1 Současný stav problematiky 6**
- 2 Cíle Disertační práce 14**
- 3 Vyvažování hydromotorem s pevným geometrickým objemem 15**
- 4 Regulační hydromotor 25**
- 5 Aplikace momentového řízení HM na vyvažování 31**
- 6 Závěry a diskuze 37**
- 7 Vědecké publikace autora související s tématem 39**
- 8 Seznam použité literatury v tezích 41**

1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Velké obráběcí stroje, například horizontální vyvrtávačky, jsou standardně vybaveny minimálně jednou vertikálně se pohybující pohybovou osou. To ovšem znamená, že na servopohon jsou kladeny dodatečné nároky. Běžně se servomotor u vodorovných os dimenzuje takovým způsobem, aby byl schopen urychlit celou pohybovou skupinu požadovaným zrychlením. Tato hodnota většinou následuje parametry konkurenčních strojů případně preference zákazníků. Mimo sílu k dosažení tohoto zrychlení musí vertikální pohybové osy silově působit proti smyslu gravitace, čili vyvažovat komponenty. Servopohon dodává sílu, která odpovídá hmotě pohyblivých komponent, a navíc musí být dimenzován k dodání síly potřebné k požadovanému zrychlení při pohybu směrem vzhůru a zároveň k zachycení síly od zabrzdění pohybové skupiny při pohybu směrem dolů.

1.1 Metody snížení tíhové síly vertikálních pohybových os

1.1.1 Odlehčování komponent použitím nekonvenčních materiálů

Náhradou běžně užívaných komponent z litiny komponentami z kompozitu s uhlíkovými vlákny dosáhl prof. Abele z PTW Darmstadt úspory hmotnosti 60% [1]. Podobně firma MAP, která se specializuje na výrobu komponent obráběcích strojů, představila na EMO Hannover 2013 [2] smýkadlo

obr. 1 vyrobené kompletně z uhlíkového kompozitu. Muniratham prováděl experimenty se smykadly vyrobenými z kovových materiálů. Hliníkové konstrukce, hliníkové pěnové segmenty, svařované konstrukce byly testovány s ohledem na statické a dynamické vlastnosti při dané hmotnosti [1].

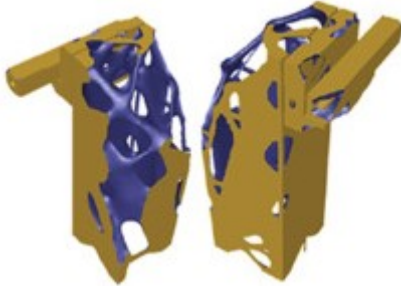


obr. 1 MAP smýkadlo z uhlíkového kompozitu

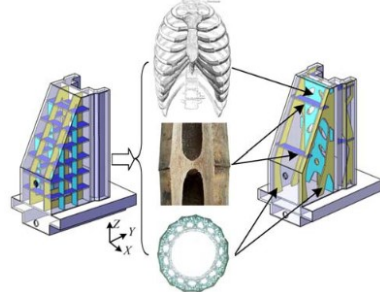
1.1.2 Snížení pohyblivých hmot optimalizací strukturální a kinematickou

Topologická optimalizace vede v rané fázi vývoje stroje k rozmístění materiálu komponenty takovým způsobem, aby bylo docíleno co nejvyšší dynamické a statické tuhosti s co možná nejmenší spotřebou materiálu obr. 2.

Celý proces je popsán v publikaci [3]. Bionický přístup strukturální optimalizace spočívá v nalezení podobnosti struktur vytvořených u živých organismů a struktur komponent strojů. Takovým způsobem lze docílit úspory hmotnosti 3%, přičemž tuhost v konkrétním směru může vzrůst až o 24% [4]. S ohledem na skladbu lidského těla (např. žebra, obr. 3) mohou být konstruovány portály, smykadla a vřeteníky s úsporou materiálu a shodnými nebo lepšími parametry statické tuhosti než komponenty standardní.

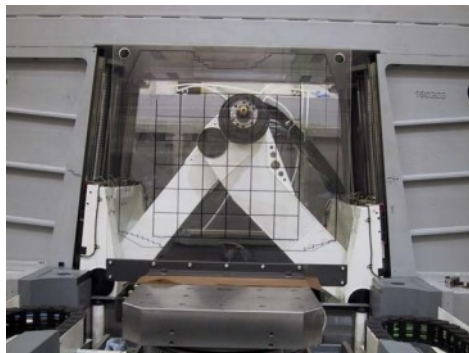


obr. 2 Topologická optimalizace [3]



obr. 3 Bionická topologická optimalizace [4]

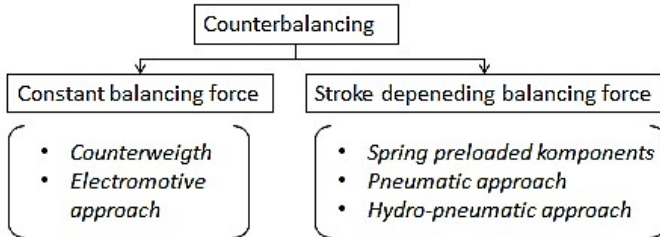
Dalšího snížení hmotnosti lze dosáhnout vybavením pohybové osy dalším pohonem. Je dobře známo, že paralelní struktury, ve srovnání se sériovými kinematickými strukturami dosahují vyšších zrychlení při výrazně nižší hmotnosti pohyblivých komponent. Z tohoto důvodu firma Loxin využila kombinace sériové a paralelní kinematické struktury k sestavení obráběcího stroje PKM Tricept, který je určený zejména pro velké obrobky leteckého průmyslu [5]. PKM Tricept je vybaven aktuátory s proměnnou délkou ramen, čímž je docíleno polohování naklápěcí obráběcí hlavy. Velmi podobný mechanismus vřeteníku je užit u stroje Icon Tripod Powerflex s tím rozdílem, že podpěry jsou s neměnnou délkou a pohony jsou přesouvány pomocí kolejnic [6].



Velmi podobným způsobem jako Tripod Powerflex je řešen stroj Trijoint 900H (obr. 4). Jedná se o horizontální obráběcí centrum, kde je pro pohyb obráběcího vřetená využito 2D paralelní mechanismus. Vřeteník je podepřen dvěma podporami, které se pohybují na lineárních vedeních s pohony. Stroj vznikl za spolupráce ČVUT v Praze, Fakulty strojní a firmy Kovošvit MAS a.s.

1.2 Přístup vyvažování

Vyvažováním se rozumí působení externí silou proti síle vyvozené gravitačními účinky Země. V zásadě lze přístupy vyvažování vertikálně se pohybujících komponent dělit dle toho, zdali dochází ke změně vyvažovací síly v závislosti na zdvihu pohybové osy. Takové dělení je patrné na obr. 5 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..**



obr. 5 Dělení přístupů vyvažování s ohledem na změnu síly při zdvihu

Jiným pohledem k dělení metod vyvažování může být způsob dodávání energie:

- **Mechanický přístup**
- **Elektromotorický přístup**
- **Tekutinový přístup**

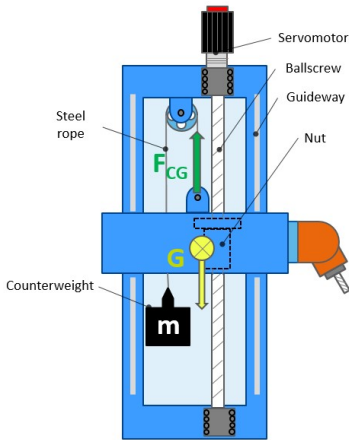
1.2.1 Mechanický přístup vyvažování

Při mechanickém způsobu vyvažování nedochází k přeměně energie. Dochází tak pouze k přelévání potenciální energie mezi dvěma dílci vřeteník-protizávaží, vřeteník-pružiny.

Vyvažování pomocí protizávaží

Užití protizávaží je nejběžnější způsob vyvažování používaný nejen u obráběcích strojů, ale také u zdvihací techniky. Hmotou protizávaží pomocí

lanového, nebo řetězového přenosu sil, je docíleno kompenzace tíhových účinků na pohybující se dílec stroje. Důležité je, že tato soustava zavěšených břemen není žádným způsobem vůči sobě předepnuta. To do značné míry omezuje maximální možné zrychlení v dané ose stroje, jelikož při vyšších zrychleních než je $1g$ dojde k úplnému odlehčení lana, a tím ke značné změně zatížení pohonu osy.



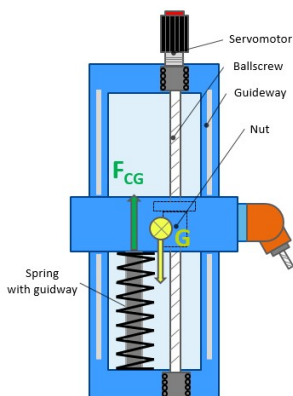
obr. 6 Vyvažování pomocí protizávaží [8]

Jeden z typických zástupců výrobců obráběcích strojů, který využívá protizávaží ke kompenzaci tíhových sil na vřeteník je firma ŠKODA MACHINE TOOL a.s. (ŠMT). Na obrázku obr. 6 je patrný stojan horizontálního obráběcího stroje s kladkami na vrchu stojanu, které slouží k přenosu sil na vřeteník. Specialitou mechanismu vyvažování firmy ŠMT je možnost přesunu působíště vyvažovací síly na vřeteníku takovým způsobem, aby bylo docíleno kompenzace svěšování vřeteníku při vysouvání pinoly. Komplikací tohoto přístupu je nalezení vhodného prostoru pro vedení protizávaží.

Při zavěšení závaží pomocí kladek v horní části stojanu může dojít k nepříznivému ovlivnění geometrie vlivem vysokého statického zatížení. Pokud je kladka vedení lana umístěna asymetricky vůči ose stojanu, může docházet i k jeho kroucení a vybočování z roviny vedení pohybové osy.

Vyvažování pomocí pružin

Pro kompenzaci tíhových účinků je možné využít i pružin, do kterých je, stejně jako v případě protizávaží, možné uložit potenciální energii vřeteníku. Ze známého vztahu $F=k \cdot y$ však plyne, že síla v pružině je lineárně závislá na jejím zkrácení. Při návrhu stroje s vyvažováním pomocí pružin je třeba brát ohled na změnu síly v pružině v horní úvrati osy a ve spodní úvrati. Z toho plyne, že užití pružin je vhodné pro menší stroje s kratšími zdvihy ve vertikální ose na rozdíl od protizávaží, které se užívá pro těžké obráběcí stroje.



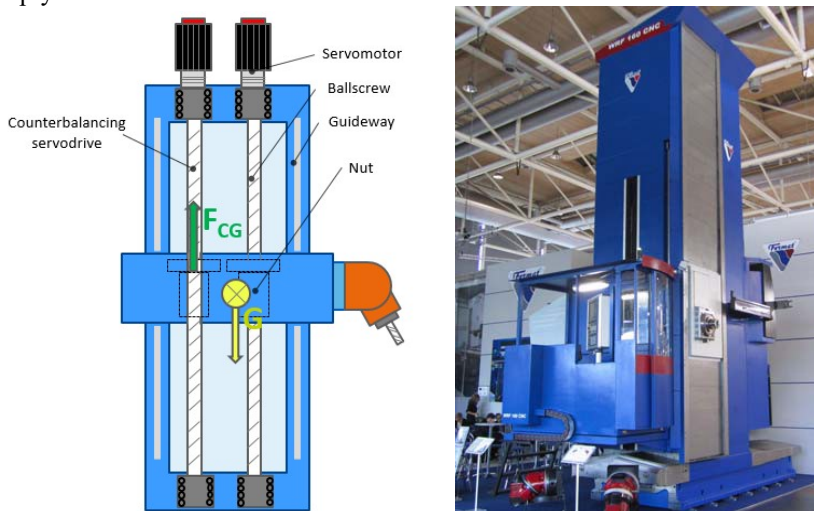
obr. 7 Princip vyvažování pomocí pružin

1.2.2 Elektromotorický přístup

Do této kategorie strojů patří prakticky veškeré stroje, které očividně nejsou vybaveny jiným mechanismem vyvažování. Je možné se setkat i se stroji, které jsou vybaveny sestavou pohonu určeného pouze ke kompenzaci tíhových účinků na pohybovou osu. Takového konceptu využívá firma Fermat u svých strojů řady WRF. Tyto stroje jsou vybaveny přidavným servopohonem (viz. schéma obr. 8), který je provozován v momentové vazbě a jiným způsobem nepřispívá dynamice ani polohování pohybové osy. Proud protékající pohonem vytváří moment, který je pomocí kuličkového šroubu transformován na vertikální vyvažovací sílu. Nevýhodou je trvalá spotřeba elektrické energie přecházející v teplo.

Jak bylo již v úvodu této kapitoly řečeno, lze o tomto typu kompenzace tíhových účinků na komponenty vertikálních os hovořit i u strojů, které nejsou vybaveny mechanismem určeným pouze pro vyvažování. Při návrhu pohonu je nutné s tíhou komponent počítat a tomu přizpůsobit koncepci pohonu. Bude-li užit pouze jeden pohon, musí mít dostatečný potenciál

k udržení břemene, k požadovanému zrychlení proti tíhovému zrychlení a k řeznému procesu. Hodnoty sil v řezném procesu jsou často výrazně nižší, nežli síly od zrychlení při rychloposuvu, čili z této podmínky často omezení neplyne.



obr. 8 Princip vyvažování elektropohonem a Fermat - WRF160 CNC [9]

Pohon je nutné dimenzovat na požadované zrychlení pohybové osy. V případě svislé osy napomáhá směrem dolů pohonu gravitační zrychlení, tudíž zde není problém v dosažení parametrů. Ten nastane v brzdění a ve zrychlení směrem vzhůru. Zde musí pohon dodat sílu k vyrovnání s gravitačními účinky a navíc sílu určenou ke zrychlení daným směrem.

1.2.3 Tekutinový přístup

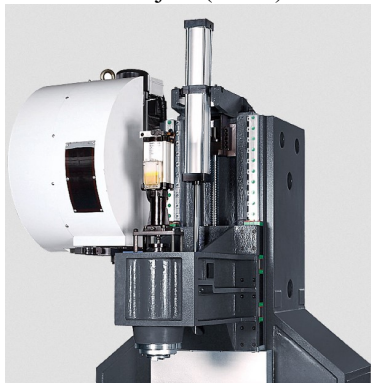
K vyvažování je užít hydraulický nebo pneumatický mechanismus, který ukládá energii k vyvažování do akumulátorů napojených na tlakové lahve, případně do vzdušníků. Jedná se prakticky o vyvažování pomocí plynových pružin. Distributorem sil je sama pneumatika nebo hydraulika.

Vyvažování pomocí přímočarých tekutinových motorů

Tlaková energie ze zásobníků je obvykle převáděna na energii mechanickou přímo pomocí přímočarých hydromotorů. Koncepte mechanismu vyvažování je dvojího druhu. Přímočarý hydromotor může být připevněn přímo na dílec, z čehož plyne, že jeho zdvih musí být shodný s pojezdem stroje ve vertikální ose. Druhým způsobem, který se využívá výhradně u hydraulických

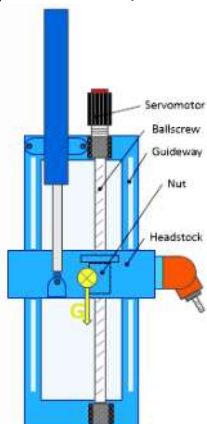
mechanismů, je použití kladkostrojů k dosažení požadovaného pojezdu stroje s polovičním zdvihem hydromotoru.

Napojením pneumotoru přímo na vzdušník je možné využívat energii stlačeného vzduchu k vyvození vyvažovací síly, jejíž velikost je možné měnit úpravou tlaku vzduchu. Jedná se o variantu vyvažování určenou k použití na malých až středních obráběcích strojích (obr. 9).

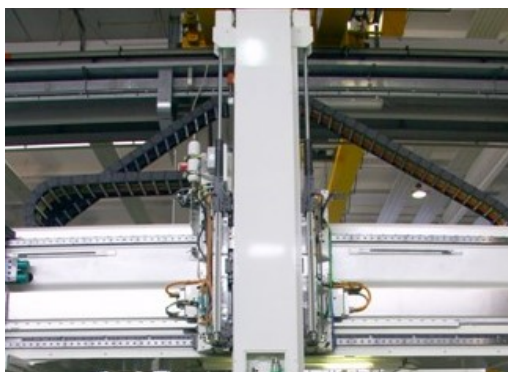


obr. 9 Maco LV-860E s pneumatickým vyvažováním [10]

Obdobně jako v případě pneumotorů lze použít přímočaré hydromotory k vyvození vyvažovací síly na vřeteník nebo smykadlo, jako je tomu v případě stroje na obr. 10, nebo obr. 11.

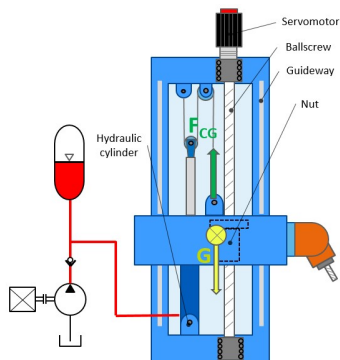


obr. 10 Přímé vyvažování hydromotory



obr. 11 Jobs Linx Compact s hydraulickým přímým vyvažováním dvěma hydromotory [11]

Nicméně výrazně častěji je možné se setkat s variantou z obr. 12 a obr. 13, kde je užit přímočarý hydromotor s polovičním zdvihem oproti zdvihu pohybové osy a kladkostrojem. Tak je docíleno vedení síly přes kladku umístěnou na vrchu stojanu a stejně jako v případě využití protizávaží, je možné přesouvat působíště vyvažovacích sil za účelem kompenzace svěšování vřeteníku. Nevýhodou je, že dochází k nadměrnému zatěžování a ohybu stojanu vlivem zavěšení kladky na stojanu.



obr. 12 Vyvažování lineárním válcem pomocí kladek



obr. 13 Jobs JOMAX 269 se dvěma hydromotory napojenými na kaskádu akumulátorů a kladkami, které jsou upevněny na valivých vedení [11]

Vyvažování rotačním hydromotorem

Ve Výzkumném centru pro strojírenskou výrobní techniku byla navržena koncepce vyvažování rotačním hydromotorem s pevným geometrickým objemem a pohybové dvojice pastorek a hřeben ([12, 13]). Tento systém byl využit na CNC horizontálním obráběcím centru a výstupy tohoto experimentu jsou popsány v kapitole 4 disertační práce, jelikož se jedná o vlastní výzkum autora.

2 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Hlavním cílem disertační práce je navrhnout nový způsob vyvažování svislých os obráběcích strojů s využitím rotačního hydromotoru. Výsledek bude oproti stávajícím řešením vynikat nízkými energetickými nároky a využitelností i u os s dlouhými zdvihy. Řešení by mělo přispět zejména k lepší hospodárnosti provozu stroje a ke snížení dopadů na životní prostředí.

Dílčí cíle jsou vytyčeny takto:

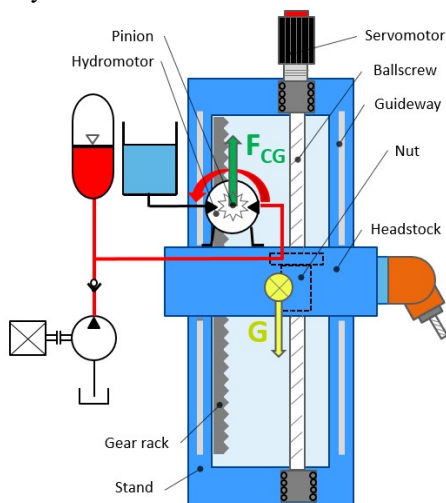
- ověřit možnosti využití rotačního hydromotoru s pevným geometrickým objemem pro vyvažování svislých os obráběcích strojů,
- ověřit možnosti využití rotačního hydromotoru s proměnným geometrickým objemem pro vyvažování svislých os obráběcích strojů,
- navrhnout způsob řízení zvolené varianty vyvažovacího hydromotoru
- aplikovat nabyté znalosti na návrh vyvažovacího mechanismu a experimentálně ověřit jeho funkci.

Předpokládaným prostředkem pro dosažení cílů je zejména stavba věrného modelového zařízení s vertikální pohybovou osou. Pro ověření dílčích závěrů a tezí budou sloužit menší experimentální zařízení zaměřená na konkrétní problematiku. Návrh regulačních schémat a jejich seřízení bude provedeno za pomoci simulačních prostředků.

3 VYVAŽOVÁNÍ HYDROMOTOREM S PEVNÝM GEOMETRICKÝM OBJEMEM

Použití rotačního hydromotoru jakožto zdroje konstantní síly spadá do kategorie vyvažovacích mechanismů tekutinového přístupu. V této kapitole budou popsány vlastnosti rotačního hydromotoru s pevným geometrickým objemem zjištěné sérií experimentů a výpočtů. Tyto vlastnosti jsou následně diskutovány ve vztahu k zamýšlenému využití hydromotoru při vyvažování hmot obráběcích strojů. Samostatný vyvažovací pohon

Hlavní myšlenkou využití rotačního hydromotoru při vyvažování je jeho umístění přímo na vřeteník potažmo vyvažovanou sestavu. Princip vyvažování rotačním hydromotorem je patrný na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** obr. 14. Servomotor s kuličkovým šroubem zde slouží k přesnému polohování a zajišťuje dynamiku pohybu, přičemž hydromotor s pastorkem a hřebem zajišťují vyvažovací funkci.

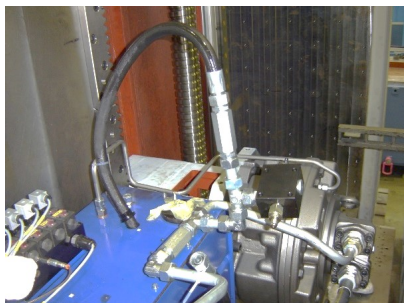


obr. 14 Vyvažování pomocí rotačního hydromotoru a pastorku s hřebem [37]

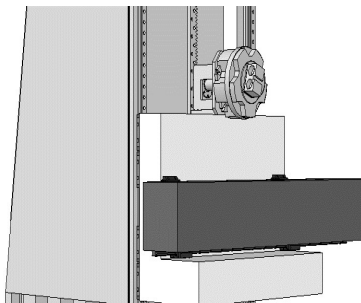
Hydromotor doplněný o ozubený pastorek, který zapadá do hřebene namontovaného na stojanu stroje, ve výsledku stoupá po stojanu a vyvažuje tak gravitační zatížení pohonu od vřeteníku. Transformační ozubená jednotka převádí moment hydromotoru na sílu ve vertikálním směru. Jedná se o transformační dvojici, která umožňuje konstrukci nekonečně dlouhé pohybové osy. Ve fázi návrhu vyvažovacího mechanismu není tím pádem důležité, jak dlouhá bude vertikální osa pojezdu. Délce osy musí být

přizpůsoben užitečný objem akumulátoru, aby se snížila nevyváha v horní části a ve spodní části pojezdu (v důsledku změn tlaku). Další výhodou užití ozubeného hřebene a pastorku je možnost zabudovat pohon s vyvažovacím mechanismem do stroje dodatečně. Silový tok je uzavřen mezi vřeteníkem, rotačním hydromotorem, ozubeným pastorkem a hřebenem přes valivá vedení na stojanu zpět na vřeteník.

Původní vyvažovací mechanismus využívající přímočarého teleskopického hydromotoru byl nahrazen rotačním hydromotorem v uspořádání dle obr. 16 (skutečný stav je patrný na obr. 15) **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Po natlakování a ověření funkčnosti hydraulického obvodu byly provedeny pohyby po referenčních trajektoriích, konkrétně po trajektorii sinusové funkce.

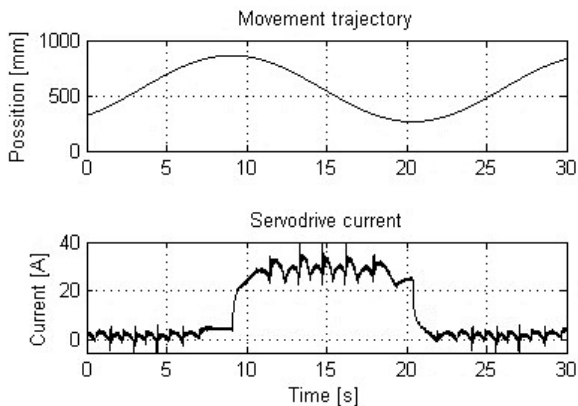


obr. 15 Detail vřeteníku s vyvažovacím hydromotorem, ozubeným hřebenem a kuličkovým šroubem v pozadí [37]



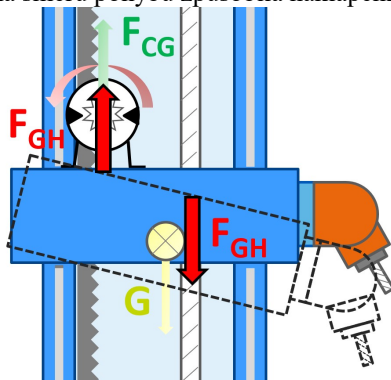
obr. 16 Model situace samotného vyvažovacího mechanismu na vřeteníku (chybí zde model pohybového šroubu) [13]

Autor této disertační práce provedl měření na stroji a vyhodnocení dat ze záznamů referenčních pohybů po sinusové trajektorii a pojezdů o 1mm v obou směrech vertikální osy. Během pohybů byl zaznamenáván proud na servomotoru, který je možné včetně trajektorie vidět na obr. 17. Při pohybu vřeteníku vzhůru je hydromotor v motorovém režimu, tj. když tlaková kapalina teče z akumulátoru do rezervoáru, je střední hodnota proudu na úrovni blízké 0A. Tíha vřeteníku vážícího 12 tun je tedy téměř 100% vyvážena silovým účinkem hydromotoru.



obr. 17 Záznam trajektorie pohybu a proudu na servomotoru [37]

Při změně směru pohybu v čase 9 a 21s je patrný velký nárůst střední hodnoty proudu na servomotoru. V této fázi pracuje hydromotor v generátorovém režimu, tj. tlaková kapalina teče z rezervoáru do akumulátoru. Potenciální energie hmoty se polohováním směrem dolů přeměňuje v tlakovou energii kapaliny ukládanou ve formě stlačeného plynu v akumulátoru. Změna směru pohybu způsobila naklápění vřeteníku.



obr. 18 Naklonení vřeteníku vlivem změny vnitřního silového účinku

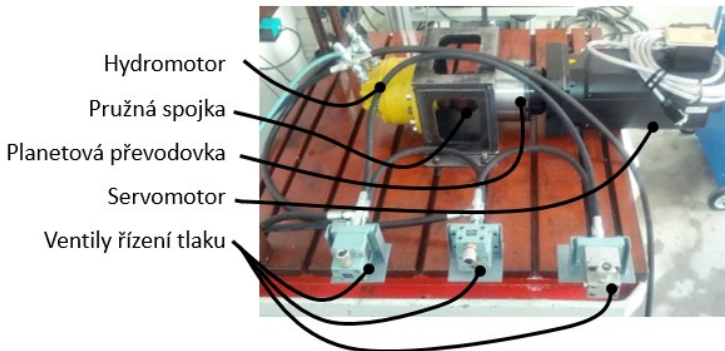
Na obr. 18 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je situace vyobrazena vzniklou dvojicí sil (F_{GH}) mezi působištem síly kuličkového šroubu, potažmo matice a místem kontaktu ozubeného pastorku do hřebenu. Bylo provedeno měření malými pojezdy pohybové osy ve vertikálním směru o 1 mm nahoru a dolů. Vřeteník byl vybaven elektronickými libelami a relativním měřením. Pohyby nahoru a dolů byl naměřen rozdíl v naklonění $0,06^\circ$.

3.1 Výzkum vlastností hydromotoru

V návaznosti na předchozí zjištěné neduhy rotačního motoru při experimentech na obráběcím stroji bylo nutné specifikovat původ těchto vlastností při zjednodušeném stavu. V této kapitole jsou popsány postupy a závěry z měření radiálního pístového hydromotoru při rotaci nízkými otáčkami v motorovém a generátorovém režimu.

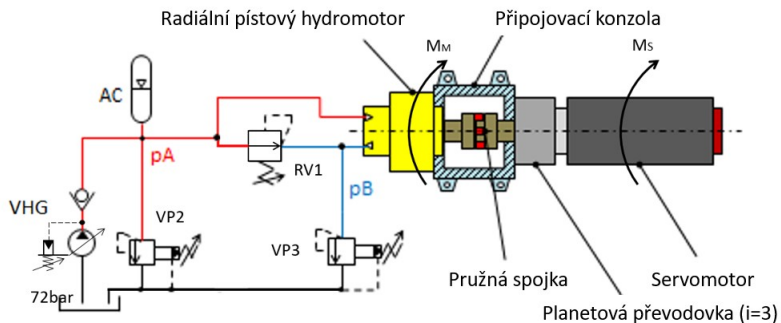
3.1.1 Návrh experimentu

Izolací samotného servomotoru s převodovkou a hydromotoru od tak komplexní sestavy jakou je obráběcí stroj, byl v laboratoři Ústavu výrobních strojů a zařízení při ČVUT v Praze sestaven experimentální stand (obr. 19)



obr. 19 Situace zapojeného experimentu [39]

Ze schématu na obr. 20 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je patrná kompletní sestava komponent. Servopohon byl vybaven absolutním inkrementálním čidlem s 1024 pulzy na otáčku. Pro snímání hodnot momentotvorného proudu a pulzů inkrementálního čidla byla použita laboratorní měřicí karta s periodou vzorkování 1ms. Měření probíhalo za nízkých otáček a přibližně šestinové hodnotě maximálního tlaku.



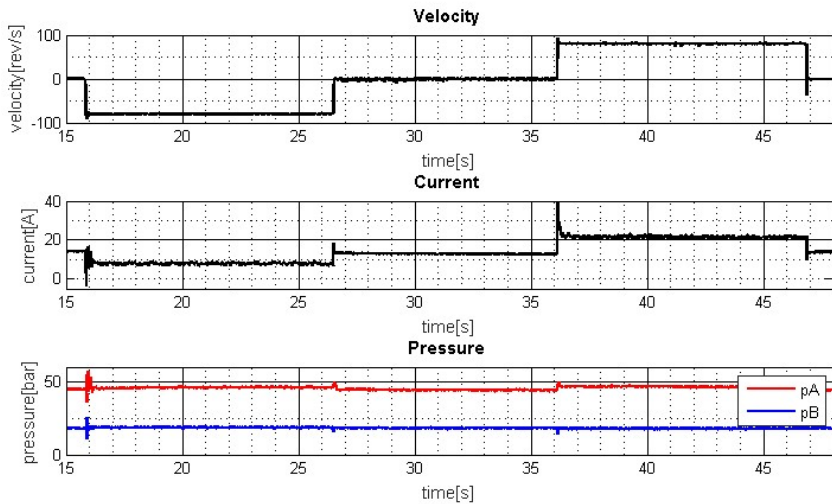
obr. 20 Schéma propojení motorů a hydraulického okruhu [39]

Hydromotor byl pružnou spojkou propojen se servomotorem vybaveným planetovou převodovkou o převodovém poměru $1:3$. Servomotor ve spojení s frekvenčním měničem mohl být provozován při maximálním proudu $32A$, čemuž ve výsledku odpovídal provozní tlak fiktivní gravitační zátěže $72bar$. Na tuto hodnotu byl nastaven zdroj tlaku, ke kterému byl připojen hydromotor. Motory byly tímto způsobem předepnuty vůči sobě a bylo možné sledovat, jak se chová hydromotor při zátěži a různých otáčkách. Pro udržení konstantního zdroje tlaku bylo přistoupeno k permanentnímu dobíjení akumulátoru regulačním hydrogenerátorem s řízením na konstantní tlak. Akumulátor byl stále připojen, čímž bylo docíleno vyhlazení tlakových pulzací jdoucích směrem od hydrogenerátoru. Hydraulický obvod byl sestaven s ohledem na možnost otáčení hydromotoru oběma směry (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**). Z tohoto důvodu byl do obvodu zařazen redukční ventil (VR_1) nastavený na nižší tlak, než tlak na předepínacím ventilu (VP_3). Toto zapojení zajistilo dostatečný přísun hydraulické kapaliny do větve B při reverzním pohybu z větve A. Předepínací ventil VP_3 zajišťoval přetlak v odpadní větvi minimálně 17 bar.

3.1.2 Průběh měření a výstupy

Cyklus měření sestával ze zapnutí servomotoru do rychlostní a proudové vazby uzavřených v měniči a aktivace hydrogenerátoru. Hydromotor tak tlačí do servomotoru v rychlostní vazbě, což simuluje stav vyvažování. Následně byl dán pokyn servomotoru k rotaci konstantními otáčkami nejprve v záporném směru (motorový režim), následně v kladném směru (generátorový režim). Skoková změna rychlosti vyvolala drobné zákmity v přechodovém ději, které však na výsledky měření ustálených stavů nemají vliv. Byly pořízeny záznamy tlaku větve A a B, momentotvorného proudu na servomotoru a záznam polohy. Výsledky měření jsou uvedeny v grafech

na obr. 21. Po odeznění přechodových dějů se na průběhu proudu vytvořil konstantní ofset odpovídající krouticímu momentu vyvolaným tlakem.



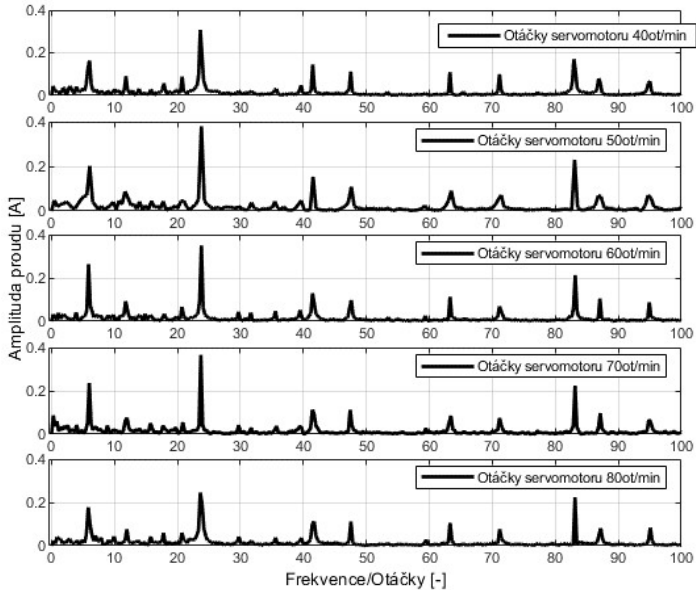
obr. 21 Průběhy sledovaných veličin (80 ot/min) [39]

Ze zmíněných grafů je při záporném směru otáčení (v motorovém režimu) patrný nárůst proudu, respektive momentu na servopohonu proti působení tlaku na hydromotoru. Tato změna není jak vidno vyvolána změnou tlakových poměrů, protože tlaky ve větvích A i B byly přibližně konstantní.

Rozdíl momentu souvisí s účinností soustavy. Celkovou účinnost je obtížné získat jiným způsobem než měřením. Katalogovými hodnotami se lze řídit pouze do určité míry, jelikož někteří výrobci komponent uvádějí maximální účinnost bez vztahu k zatížení. V případě hydromotoru je možné se v katalogích dopracovat nomogramu uvádějícího účinnost v závislosti na otáčkách a tlaku. Lze tedy počítat s hodnotou 80% pro dané podmínky. Účinnost planetové převodovky je uváděna až 94%, nicméně reálná hodnota pro dané zatížení a otáčky bude výrazně nižší.

Během experimentů byly zaznamenány nežádoucí zátky proudu při pohybu osy stroje. Jedním z důvodů stavby experimentálního standu s propojenými pohony je i možnost věnovat pozornost rovnoměrnosti chodu bez vlivů mechaniky konstrukce stroje.

Analýza rovnoměrnosti chodu se opírá o detailní rozbor ustálené hodnoty proudu při otáčení v jednom směru. Zřetelné pulzace proudu souvisí s mechanickou konstrukcí radiálního pístového hydromotoru. Rozptýl proudu na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** odpovídá pulzacím pístového hydromotoru. Průměrná hodnota špička-špička proudu je rovna 2,2A pro oba směry otáčení hydromotoru i pro různé otáčky. Úpravou (4) je možné určit amplitudu momentu na hřídeli hydromotoru, která činí 44,3Nm. Procentuálním vyjádřením změny momentu hydromotoru to je přibližně 12%.



obr. 22 Frekvenční spektrum proudu v závislosti na otáčkách servomotoru [39]

Na obr. 22 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** jsou uvedena frekvenční spektra pulzací proudu pro různé otáčky. Na vodorovnou osu je vynášen poměr frekvencí vůči otáčkové frekvenci. Násobky otáčkových frekvencí se v takto definované frekvenční ose nepohybují a je tak možné odhalit složky, které nesouvisí s otáčkami. Je zřejmé, že dominantní frekvence superponované na průběh proudu výhradně souvisí s otáčkovou frekvencí. Stand byl vybaven šesti-pólovým střídavým synchronním servomotorem, tudíž první výrazná špička (6Hz) přísluší cogingu servomotoru. Následující špička (24Hz) odpovídá pístové frekvenci (hydromotor byl vybaven osmi písty a celkový převod mezi hydromotorem a servomotorem je roven třem). Následují špičky odpovídající zubové frekvenci planetové převodovky,

valivým uložením a jejich násobkům. Spektrum bylo uvedeno pro jeden směr otáčení. Ve druhém smyslu rotace byly frekvence shodné.

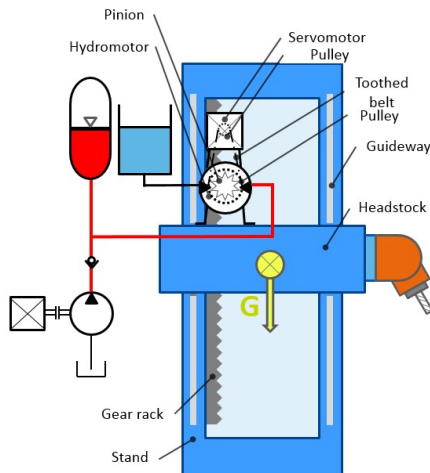
3.2 Varianta koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu

Na základě výsledků měření definoval autor dva dílčí cíle následujícího výzkumu:

- postavit věrné modelové zařízení pro zkoumání vlastností vyvažování rotačním hydromotorem
- upravit výchozí kinematickou koncepci tak, aby nedocházelo k nežádoucímu naklápění vřeteníku.

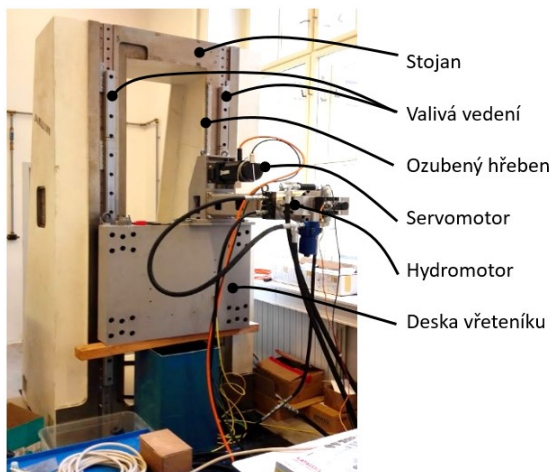
3.2.1 Návrh experimentu

V laboratoři Ústavu výrobních strojů vzniklo autorem navržené zkušební zařízení (viz. obr. 23). Skládá se ze svislého stojanu, vertikálně se pohybujícího stolu reprezentujícího vřeteník, servopohonu a mechanismu vyvažování. Vertikálního pojezdu je docíleno převodem rotačního pohybu na přímočarý pomocí dvojice pastorek – hřeben. Vyvažovací moment je vyvozen připojením hydromotoru na zdroj konstantního tlaku. Výhodou takového řešení je možnost použít více pohonných jednotek na jeden hřeben, nebo použití více hřebenů.



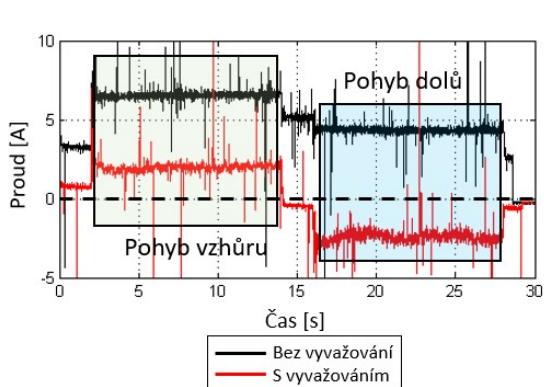
obr. 23 Mechanismus vyvažování využívající rotační hydromotor s pevným geometrickým objemem

Dimenzování servopohonu odpovídalo celkové hmotnosti pohybové skupiny. Tím bylo možné provést porovnávací měření mezi nevyváženým a mezi vyváženým stavem. Vzhledem k tomu, že byl použit pístový axiální hydromotor, bylo třeba zjistit, zdali pulzace od hydromotoru negativně neovlivňují rovnoměrnost pohybu.



obr. 24 Celkový pohled na experimentální stand [37]

Proud protékající servopohonem je patrný z obr. 25. Zde si je možné všimnout navýšení proudu při pohybu směrem vzhůru a poklesu proudu při pohybu směrem dolů. V grafu je uvedeno porovnání proudu na servopohonu stroje bez vyvážení (černě) a s vyvážením (červeně). Je zde také patrné, že při pohybu směrem dolů, proud přejde do záporných hodnot. To vypovídá o tom, že moment hydromotoru pře generátorovém režimu (pohyb dolů) je příliš velký a servopohon přetlačuje hydromotor.



obr. 25 Průběh proudu servomotoru při pohybu po rampě [37, 38]

3.2.2 Hodnocení varianty koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu

První fáze zkoušek na modelovém zařízení ověřila již známé problematické chování konceptu vyvažování hydromotorem konstantního geometrického objemu napojeného na zdroj konstantního tlaku. Měření pohybu konstantní rychlostí vzhůru a zpět dolů potvrdilo známé rozdíly středních hodnot proudu a taktéž problémy rovnoměrnosti chodu. Vytvořené modelové zařízení lze tedy považovat za věrné realitě a získané výsledky lze používat jako referenční hodnoty pro navazující práce.

4 REGULAČNÍ HYDROMOTOR

Vzhledem k neuspokojivým výsledkům získaným měřeními za pomoci hydromotoru s pevným geometrickým objemem, bylo třeba přistoupit k jeho řízení. V této kapitole jsou popsány původní autorem navržená a experimentálně ověřená řešení využívající regulačního rotačního hydromotoru. Možnost řídit geometrický objem hydromotoru, a tím ovlivňovat jeho krouticí moment, nabízí mnoho možností výrazného potlačení zjištěných neduhů vyvažování hydromotorem s pevným geometrickým objemem. Pro regulační hydromotor bylo třeba vhodně navrhnout silovou zpětnou vazbu tak, aby bylo docíleno shodné principiální funkce jako v případě elektrického servomotoru. Toho je pro regulační hydromotor docíleno naklápěním regulační desky hydromotoru, čímž dochází k žádoucí změně geometrického objemu.

4.1 Popis použitého zařízení

Pro účely experimentů s regulačním hydromotorem bylo z finančních důvodů přistoupeno k vývoji vlastního typu hydromotoru sestaveného z komponent majetku Ústavu výrobních strojů a zařízení. Základní platformou bylo axiální pístové regulační čerpadlo PPAR2 s regulací tlaku. Toto bylo ve spolupráci s výrobcem upraveno tak, aby bylo možné:

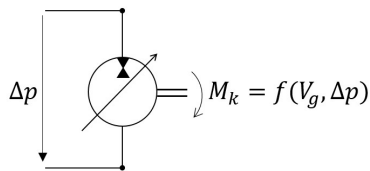
1. elektricky snímat naklopení desky čerpadla
2. aktivně řídit naklopení desky ve 4-kvadrantovém režimu

ad 1. Na vnitřním šoupátku ovládacím naklápění desky byla vyrobena kuželová plocha a do těla čerpadla byl zabudován indukční senzor se spojitým snímáním vzdálenosti.

ad 2. Hydraulické kanály vedoucí na obě čela šoupátka byly připojeny do přechodové desky, na kterou byl přimontován servoventil umožňující řídit přesnou polohu ovládacího šoupátka naklápěcí desky na základě snímání jeho polohy.

4.2 Řízení momentu

Na tomto místě je vhodné krátce připomenout základní fyzikální vlastnost regulačních hydromotorů. Pokud je hydromotor připojen na zdroj tlaku (dle obr. 26), je krouticí moment hydromotoru přímo úměrný velikosti geometrického objemu V_g , který je dán naklápěním desky.

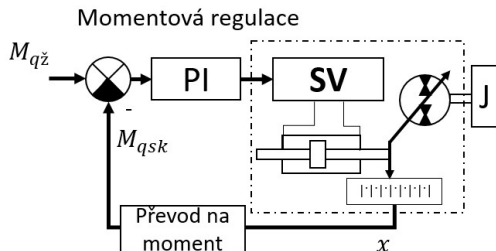


obr. 26 Funkční závislost krouticího momentu

Kulisový mechanismus naklápění desky čerpadla umožňuje měnit jeho geometrický objem. Z výše popsaného vyplývá, že je to hlavní parametr, který slouží k vyvolání momentu.

4.2.1 Regulace polohy šoupátka

Z teorie řízení momentu hydromotoru vyplývá, že kritické bude zvládnutí řízení šoupátka pro přestavování desky hydromotoru. Za tímto účelem vznikl experimentální stand. Jedná se o hydromotor s přidanou setrvačnou hmotou a odměřování polohy rotoru. Na standu byly úspěšné provedeny experimenty s momentovou, rychlostní i polohovou regulací, nicméně ve vztahu k řešené problematice je relevantní pouze momentová regulace. Proto bude v této kapitole věnována pozornost pouze momentovému řízení.

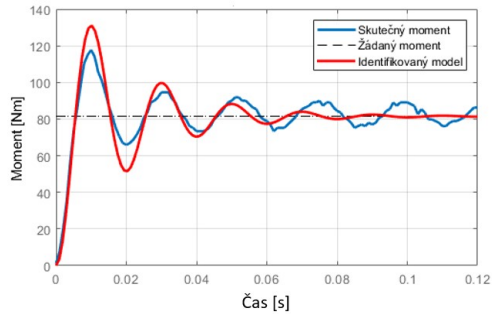


obr. 27 Regulace momentu polohou šoupátka [37]

Byl použit proporcionálně integrační (PI) regulátor, jehož naladění bylo provedeno na základě Ziegler-Nicholsovy metody. Regulační schéma je patrné z obr. 27.

4.2.2 Identifikace vlastností regulace momentu

Za účelem seřízení regulace pomocí simulace byla identifikována přenosová funkce momentové vazby pomocí aproximace přechodové charakteristiky [14]. Odečtením parametrů ze skoku momentu (nastavení naklápěcí desky) hydromotoru lze za pomoci aproximace přechodové charakteristiky s kmitavým průběhem stanovit přenos druhého řádu. Porovnání identifikované funkce a naměřeného průběhu je uvedeno v obr. 28.



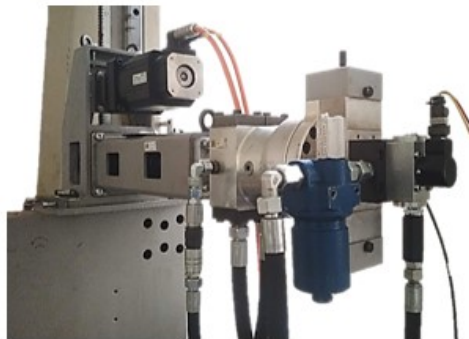
obr. 28 Porovnání identifikovaného modelu s měřením přechodové charakteristiky

4.3 Momentová regulace hydromotoru

Varianta řízení hydromotoru v momentové vazbě, založené čistě na informaci o poloze přestavovacího šoupátka klopné desky, je ovlivněna velikými pasivními odpory pístků v rotoru hydromotoru a vůlemi v přestavovacím mechanismu. Tyto nežádoucí nelinearity negativně ovlivňují kvalitu regulace. Z tohoto důvodu bylo nutné uzavřít momentovou zpětnou vazbu jiným způsobem.

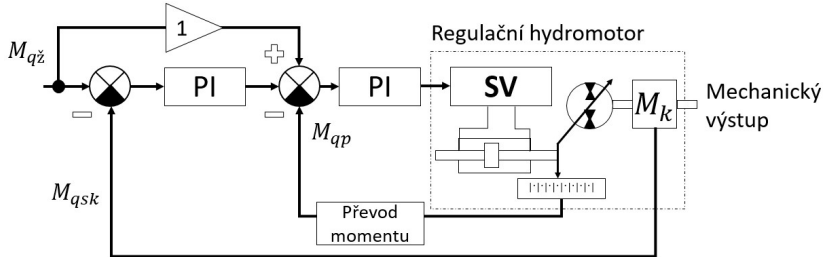
4.3.1 Zpětná vazba odvozená od snímače momentu

Pro precizní řízení momentu hydromotoru byl využit snímač výstupního momentu hydromotoru. Tak došlo k přesunu všech neduhů hydromotoru do pozice poruchových veličin, tudíž díky zpětné vazbě od momentu má regulace možnost na tyto poruchy reagovat. Kompletní sestava pohonu je patrná na obr. 29.



obr. 29 Sestava regulačního hydromotoru a snímače momentu [37, 38, 41]

Schéma řízení obsahuje dvě zpětné vazby shodného fyzikálního charakteru – momentu. Schéma je patrné z obr. 30, kde podřízená smyčka řízení geometrického objemu vychází z polohy šoupátka a vnější smyčka je odvozena od snímače momentu. Na vstup podřízené smyčky je navíc přivedena žádaná hodnota momentu. Obě zpětnovazební smyčky jsou vybaveny PI regulátory.

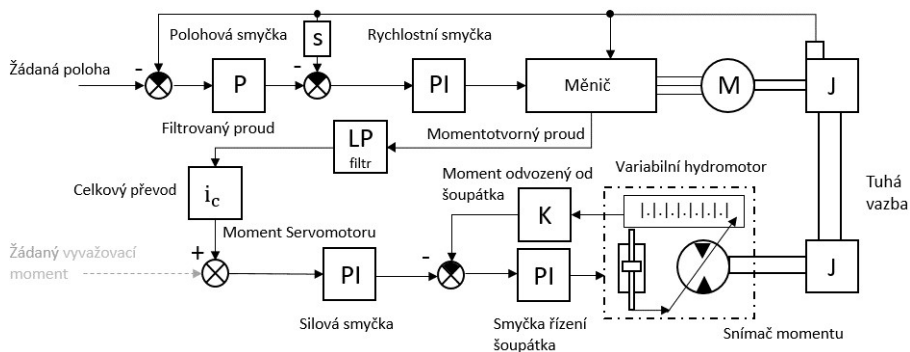


obr. 30 Silová regulace rotačního hydromotoru [38]

Navržené schéma bylo ověřeno simulací v programu LabVIEW, kde regulovaná soustava hydromotoru byla nahrazena přenosem 2. řádu. Princip regulace byl simulací ověřen a bylo možné jej použít při řízení hydromotoru.

4.3.2 Odvození zpětné vazby z proudu servomotoru

Vzhledem k uspokojivým výsledkům experimentu s momentovým řízením regulačního hydromotoru, je možné začít uvažovat nad použitím v průmyslu. Limitem se může zdát uzavření momentové zpětné vazby z dynamometru. Jedná se o zařízení, které je poměrně citlivé a pro účely řízení hydraulického mechanismu drahé. Pokud je dostatečně kvalitní regulace naklonění desky, je použití snímače momentu redundantní. U komerčně dostupných hydromotorů to lze předpokládat. Otázkou zůstává, zdali bude možné kvalitně identifikovat pasivní odpory a kompenzovat je bez zpětné momentové vazby. Pro měření sil může být užit také elektrický servomotor. Toto řešení s sebou přináší i některé zjevné výhody oproti měření momentu samotného hydromotoru. Hydromotor nelze využít jako slave pohon při regulaci dvou pohonů. To plyne z omezení propustného pásma momentové vazby hydromotoru. Asistence elektrickému servomotoru v podobě momentového řízení vyvažovacího mechanismu je ale potvrzena, tudíž uzavření zpětné momentové vazby z elektromotoru je také možné.



obr. 31 Schéma pohonu se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru [41]

Regulátor má za úkol vždy udržovat proud servomotoru blízky nule, tudíž moment ke kompenzaci hmotnosti svislé osy je výsledkem zásahu regulace hydromotoru. Zjednodušeně lze říci, že pohybová osa se sama vyváží. Předpokladem správné funkce je užití filtru dolní propusti, který přenechá dynamické jevy na starost elektrickému servomotoru. Regulace šoupátka hydromotoru není ve srovnání s regulací proudu servomotoru dynamicky dostačující. Proto je v obr. 31 uveden i zmíněný filtr dolní propusti, který zajistí, že nedojde k nestabilitě regulace. Asistence servomotoru vyvažovacím hydromotorem tak probíhá na úrovni pomalých dlouho trvajících dějů.

4.3.3 Hodnocení momentové regulace hydromotoru

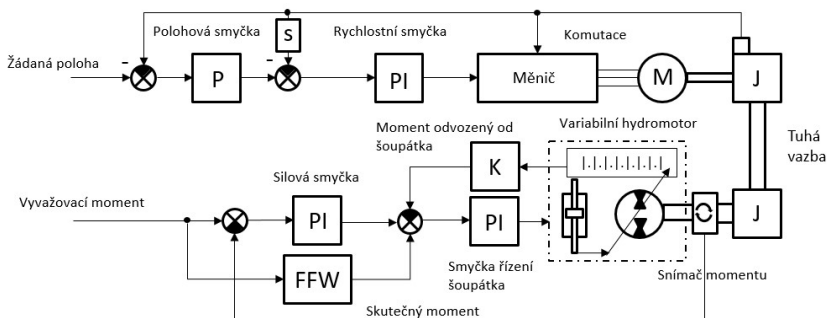
Pro momentové řízení hydromotoru byla použita kaskádní regulace podobně jako při řízení servomotorů. Chybějící informace o procesní proměnné – výstupním momentu, byla vyřešena instalací momentového snímače. Tak byla odvozena druhá zpětná vazba. Kaskádní regulace byla doplněna o další PI regulátor a jednu dopřednou vazbu, přičemž toto uspořádání bylo i simulacně ověřeno. Reálnými experimenty na standu byly potvrzeny závěry simulací, čili řízení momentu na základě zpětné vazby od snímače momentu při dostatečném vstupním tlaku je možné. Výsledky experimentů potvrzují, že řízení momentu může být využito při vyvažování vertikálně se pohybující osy nejen experimentálního standu.

Zároveň byla simulacně ověřena varianta uzavření zpětné momentové vazby z elektrického servomotoru. Vlastností takového řízení je neustálé kompenzování nevyváhy pohybové osy i při obráběcím procesu. Narušení silové rovnováhy vnější silou (s pomalým průběhem) se ve velké míře

projeví v regulaci momentu hydromotoru a tím dojde k dalšímu snížení proudu na servomotoru.

5 APLIKACE MOMENTOVÉHO ŘÍZENÍ HM NA VYVAŽOVÁNÍ

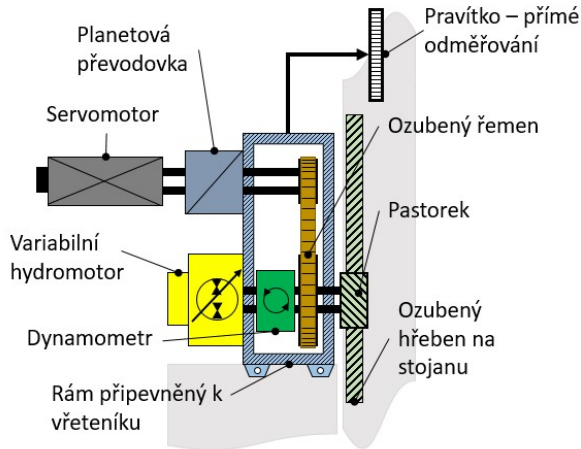
Následující výzkum navazuje na předchozí kapitolu 4 Regulační hydromotor. Řízení momentu umožňuje reagovat na negativní vlastnosti hydromotoru, proto dává smysl využít tohoto systému na vyvažovací mechanismus. Oproti předchozímu výzkumu bude v této kapitole popsán systém pohonu se dvěma motory, který v sobě integruje funkci přesného polohování a funkci vyvažování. Varianta pohonu se dvěma motory, z nichž jeden je provozován čistě v silové vazbě, byla uvedena i v rešeršní části práce. Uvedené řešení má přímou vazbu na problematiku vyvažování, přičemž bylo zmíněno, že skrz elektrický servomotor neustále protéká proud odpovídající tíze vřeteníku. Provozovat regulační hydromotor v silové vazbě je řešení, které se nabízí jakožto úspornější a smysluplnější varianta (oproti variantě čistě elektrické). Na obr. 32 jsou patrné dvě regulační větve. Horní větev reprezentuje regulaci elektrického servomotoru v polohové vazbě a spodní větev regulaci hydromotoru v silové vazbě. V tomto zjednodušeném schématu je zpětná vazba síly odvozena od polohy šoupátka naklápěcí desky hydromotoru, což není úplně ideální, jelikož zde nedochází k podchycení pasivních odporů mechanismu pístů, tření na naklápěcí desce, čepového tření rotoru atp. Jak bude ukázáno dále v práci, zpětná vazba regulace byla doplněna o informaci ze snímače výstupního momentu.



obr. 32 Zjednodušené schéma servomotoru a hydromotoru v momentové vazbě

Hlavní rozdíl oproti rešeršované variantě je v tom, že pohon provozovaný v momentové vazbě je servo-hydraulický a využívá tak výhod hydrostatických pohonů. Zejména přenos velkých výkonů do zařízení kompaktní zástavby je s výhodou využito u mechanismu vyvažování, kdy

není třeba pro konkrétní hmotnost pohyblivých částí a dostatečný výstupní moment hydromotoru zařazovat do mechanismu další převodovku.



obr. 33 Schéma pohonu s variabilním hydromotorem [37]

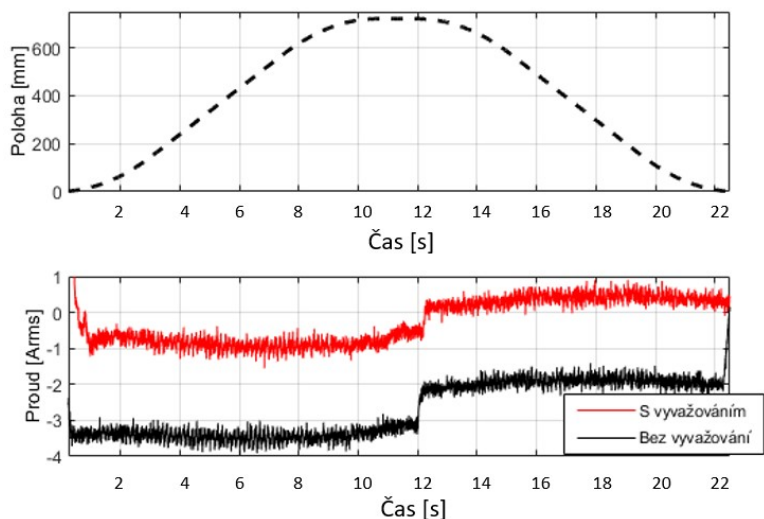
Navržená varianta konstrukčního uspořádání motorů je na obr. 33.

5.1 Polohování osy při požadavku přejezdu rampou polohy

Základním experimentem ověření funkčnosti vyvažovacího mechanismu je relativní porovnání průběhů proudů a odchylky polohy stavu s vyvažováním a bez vyvažování. Referenčním pohybem v tomto případě bude rampa polohy. Rotační hydromotor je možné pro potřeby porovnání vyvažovaného a nevyvažovaného stavu kompletně odpojit od zdroje tlaku.

5.1.1 Polohování po rampě polohy bez kompenzace pasivních odporů

Při pohybu osy po rampě polohy lze zkoumat mnohé charakteristické jevy. V první řadě bylo nutné ověřit, zdali dochází k poklesu proudu při zapnutí silové regulaci hydromotoru a požadavku na konstantní vyvažovací moment. Očekávaným výsledkem bylo ekvidistantní posunutí průběhu proudu k nižším hodnotám. Průběh proudu zaznamenaný při pohybu po dané trajektorii je zobrazen na obr. 34.



obr. 34 Trajektorie skutečné polohy (záznam z pravítka) – obrázek nahoře, záznam proudu el. servomotorem – obrázek dole [37]

Zde je třeba připomenout, že pohybová osa byla vybavena přímým odměřováním (viz. obr. 33), tudíž jakékoliv případné neduhy vyvažovacího mechanismu jsou zde diagnostikovány lépe, nežli při užití odměřování nepřímého, kde by se chyby projevíly poníženy v závislosti na celkovém převodu mezi pastorkem a elektrickým servomotorem.

tab. 1 Vyhodnocení statistických veličin polohové odchylky při rovnoměrném přímočarém pohybu

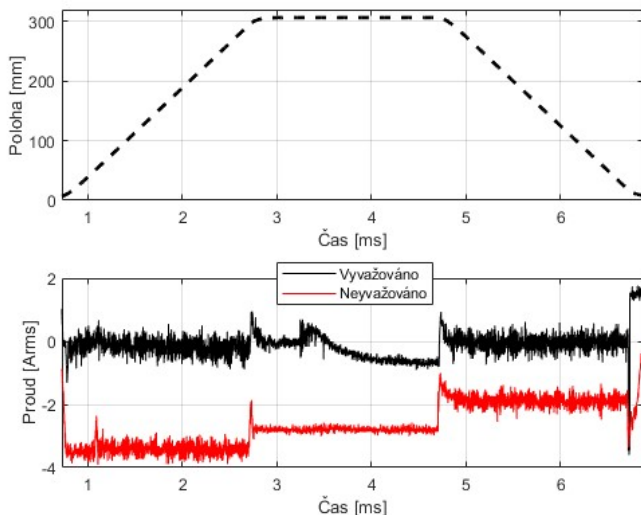
Stav	Průměrná hodnota [mm]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Směrodatná odchylka [mm]
Vyvažováno	1,7311	-0,006	+0,005	0,0018

Nevyvažováno	1,7311	-0,004	+0,004	0,0014
--------------	--------	--------	--------	--------

Při pohledu na tab. 1 Vyhodnocení statistických veličin polohové odchylky při rovnoměrném přímočarém pohybu, je patrné, že rozdíly se odehrávají v rámci jednotek mikrometrů, což je na hranici rozlišení čidel, a současně se změřené odchylky od sebe nijak neliší. Tudíž lze říci, že z hlediska rovnoměrnosti chodu, není kvalita dráhového řízení aktivací hydraulického mechanismu nijak poznamenána.

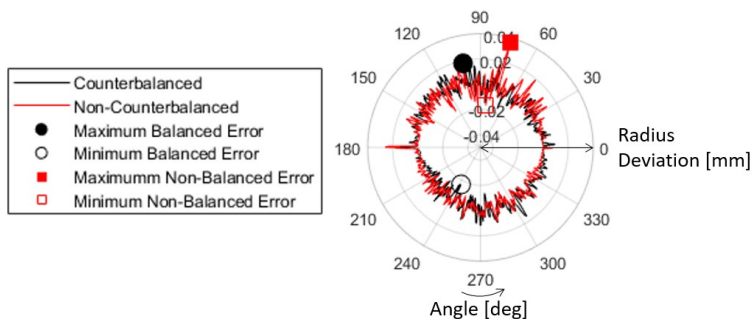
5.1.2 Rampa polohy s kompenzací pasivních odporů

Na obr. 34 je dobře patrná změna momentu při reverzaci pohybu. Jedná se o vlastnost pasivních odporů závislých na směru a velikosti rychlosti. Vzhledem k faktu, že hydraulické vyvažování vyvozuje řízeně sílu, je možné jím reagovat i na tuto poruchovou veličinu a pokusit se ji částečně kompenzovat. Zjištěním znaménka rychlosti lze volit přídavnou kompenzační sílu v závislosti na směru pohybu (lze měnit velikost vyvažovací síly v závislosti na směru pohybu osy). Je ale nutné zajistit plynulé přenastavení, aby nedošlo vlivem skokové změny síly k rozkmitání mechaniky soustavy. Na obr. 35 je patrný záznam proudu a trajektorie pohybu [37]. Je zde vidět, že v čase 3,3s byla s předstihem pozvolně aktivována kompenzace pasivních odporů pro pohyb v opačném smyslu.



5.1.3 Test kruhové interpolace

Na obráběcích strojích test kruhové interpolace sestává ze simultánního pohybu dvou na sebe kolmých os po trajektorii funkce sinus respektive cosinus. Vzhledem k tomu, že stand vyvažování není vybaven druhou – kolmou osou, bude vyhodnocení provedeno pouze na jednom signálu záznamu sinusové trajektorie, přičemž druhý směr bude nahrazen pouze fázovým posunutím téhož záznamu. Smysl vykreslení polohové odchylky do polárního grafu je v tom, že při seřizování obráběcích strojů tento test hojně využívá k odhalení různých chyb pohonu. Patrné by zde mohly být chyby při reverzaci, vůle v mechanismu (odměřování je přímé), změna externí síly – v tomto případě pouze vyvažovací síly, chvění v úvratích.



obr. 36 Kruhová interpolace složená z jednoho sinus signálu [37]

Z grafu na obr. 36 je zřejmé, že k ničemu výše zmíněnému nedochází. Mechanismus je předeprnutý tíhou komponent, tudíž vůle v pastorku se zde neprojeví. Že se zde neprojeví chyby způsobené třením v hydromotoru při rychlostech blížících se nule, je velmi pozitivní výsledek.

tab. 2: Porovnání číselných hodnot testu kruhovitosti stavu s vyvažováním a bez vyvažování [37]

Stav osy	Poloměr [mm]	Maximální chyba [mm]	Minimální chyba [mm]
S vyvažováním	100	+0,0178	-0,0169
Bez vyvažování	100	+0,0364	-0,017

V porovnání s hydraulicky nevyvažovaným stavem se pohybová osa chová zcela srovnatelně viz. tab. 1 a tab. 2. Odchylka polohy od ideálního poloměru 100mm se v obou případech pohybuje na úrovni setin milimetru, což je pro experimentální zařízení dané velikosti velmi dobrý výsledek [37].

5.1.4 Hodnocení polohování osy při přejezdu rampou polohy

Aplikací vědomostí nabytých při řízení síly hydromotoru na mechanismus vyvažování pohyblivých hmot, byl vytvořen věrný model stroje, který simuluje pohyb vřeteníku obráběcího stroje. K vertikálnímu pohybu využívá pohybové dvojice ozubený pastorek/hřeben. Sérií testů spočívajících v pohybech po referenčních trajektoriích při různých rychlostech byl ověřen přínos mechanismu kompenzujícího tíhové účinky na pohyblivé komponenty. Kompletním oddělením řízení elektrického servomotoru a hydromotoru vznikl autonomní systém vyvažování, který není závislý na řízení hlavního elektrického pohonu. Elektrický pohon je určený pro přesné polohování včetně dynamiky pohybů a hydraulický pohon je určen ke kompenzaci tíhy komponent a pasivních odporů sestavy pohonu. Pro kompenzaci pasivních odporů sestavy pohonu by bylo vhodné registrovat změnu směru pohybu, nicméně tato informace je snadno dostupná jak komunikací s řídicím systémem stroje, tak externím zařízením. Veliký výkon v kompaktním zástavbovém provedení hydrostatického regulačního hydromotoru umožňuje jeho připojení přímo na pastorek pohybového mechanismu. Například firma Bosch Rexroth nabízí hydromotory typu A4VS [15], které umožňují i průchozí připojení dalšího pohonu. Tak by bylo možné sestavit pohonnou jednotku z koaxiálně uspořádaného elektrického servomotoru, planetové převodovky, regulačního hydromotoru a snímače momentu.

6 ZÁVĚRY A DISKUZE

Předložená disertační práce přináší nové možnosti využití rotačních hydromotorů v oblasti obráběcích strojů v podobě vyvažovacích mechanismů vertikálních pohybových os. Navržené řešení je výjimečné svými zástavbovými rozměry s ohledem na maximální síly, snadnou integraci do strojů, možností ukládat potenciální energii ve formě tlakové a dodávání této energie levnější formou. Práce sestávala z provedení množství náročných experimentů v měřících převyšujících standardní laboratorní testy. Za tímto účelem vznikly na půdě Ústavu výrobních strojů a zařízení tři experimentální standy.

Byly specifikovány podmínky užití hydromotoru s pevným geometrickým objemem při vyvažování vertikálních pohybových os obráběcích strojů. Sérií testů na horizontálním obráběcím centru, standu koaxiálně propojených motorů a na modelovém zařízení s vertikální pohybovou osou byly pojmenovány a zobecněny vlastnosti, které při vyvažování svislých os obráběcích strojů nelze akceptovat. Výsledkem dílčího cíle je přepracovaný koncept vyvažovacího mechanismu s rotačním hydromotorem, který minimalizuje zjištěné negativní vlastnosti. Úpravou konceptu se podařilo kompletně eliminovat problém naklápění vřeteníku daný rozdílným momentem hydromotoru v motorovém a generátorovém režimu. Výsledkem je potvrzení užití hydromotoru s pevným geometrickým objemem pouze pro méně náročné aplikace typu manipulační a transportní techniky.

Byl navržen nový způsob využití regulačního rotačního hydromotoru v oblasti pohonů obráběcích strojů. Pro vyvození síly se využívá princip tzv. sekundární regulace hydromotoru, který generuje konstantní vyvažovací sílu v rámci celého zdvihu pohybové osy bez ohledu na kolísání napájecího tlaku v akumulátoru. Výsledkem je ověřená funkce řízení momentu hydromotoru, což s sebou přináší možnost využití hydromotoru v podobě asistenčního – vyvažovacího pohonu pohybové osy stroje. Splnění dílčího cíle bylo docíleno experimenty a simulacemi s kaskádní regulací geometrického objemu hydromotoru. Oproti variantám z rešeršní části práce, byla experimentem vyvrácena možnost využít regulační hydromotor jako pohon slave v režimu regulace motorů master-slave.

Na základě předchozího dílčího cíle byl navržen způsob řízení vyvažovacího mechanismu s regulačním hydromotorem. Simulačně byly ověřeny varianty řízení se zpětnou vazbou odvozenou od snímače naklopení desky hydromotoru a snímače momentu, přičemž tyto varianty byly i úspěšně potvrzeny experimentem. Zároveň zde byla diskutována a simulačně potvrzena možnost využít pro zpětnou vazbu regulace vyvažovací síly signál

okamžitého proudu hlavního elektrického servomotoru (z frekvenčního měniče). Tato varianta byla vysvětlena na zjednodušeném případě obrábění kruhového otvoru na horizontálním vyvrtávacím centru. Splněním dílčího cíle jsou i popsané podmínky, za kterých je možné navržené řízení využít.

Byl navržen nový mechanismus vyvažování svislé posuvové osy s využitím regulačního rotačního hydromotoru. Při jeho návrhu bylo využito všech poznatků z měření a simulací provedených v rámci plnění předchozích dílčích cílů. Během experimentu s paralelně uspořádanými pohony (shodně s variantou s neměnným geometrickým objemem) se zpětnou vazbou odvozenou od snímače výstupního momentu hydromotoru bylo docíleno kvalitního řízení vyvažovací síly. Negativa, se kterými bylo nutné se vypořádat (například vůle v kulisovém mechanismu regulační desky hydromotoru, nedostatečně dimenzovaná odpadní větev, absence protitlaku v odpadní větvi, šum při sběru analogových signálů proudu a polohy atp.), nezneškodnocují principiální vlastnosti navrženého pohonu. Jsou spojena výhradně s použitím ne zcela ideálních komponent, které tvořily vybavení laboratoře. Po překonání problémů bylo řízení síly plně funkční a bylo možné přistoupit k aplikaci na vyvažování vertikálně se pohybujících hmot. Zde již proběhlo hodnocení přínosu mechanismu a měření referenčních pohybů za účelem porovnání stavů bez vyvažování a s vyvažováním. Výsledky testů potvrdily, že mechanismus je plně funkční, tudíž že nadlehčuje a nijak negativně neovlivňuje dráhové řízení. Zároveň bylo oproti koncepci, jejímž autorem je Ing. Hovorka, docíleno i podstatného zlepšení v rovnoměrnosti chodu pohybové osy. Negativem je, že na spektrech rovnoměrného pohybu se sice pro všechny měřené rychlosti objevila amplituda na pístové frekvenci hydromotoru, avšak cca 1,5 až 2 krát nižší než dominantní frekvence zubů dvojice pastorek – hřeben. Mechanismus je tudíž plně funkční a vedlejším výsledkem seznámení se s vlastnostmi navrženého pohonu stroje bylo docíleno i prediktivní reakce na pasivní odpory pohybové osy (jsou-li zvýšená a má-li význam je kompenzovat), které s provozem hydromotoru přímo nesouvisí. Změnou vyvažovacího momentu na základě znaménka rychlosti bylo možné kompenzovat pasivní odpory pohybové osy, a tím dále snížit proud protékající servomotorem. Při znalosti průběhů pasivních odporů při pohybu bylo možné zasílat různou žádanou hodnotu momentu do hydromotoru a tím udržovat proud servomotoru blízko nulové hodnotě. Jistou nevýhodou navrženého mechanismu může být nutnost instalace momentového snímače potažmo jeho cena, protože snímač musí být dimenzovaný na maximální moment hydromotoru.

7 VĚDECKÉ PUBLIKACE AUTORA SOUVISEJÍCÍ S TÉMATEM

Recenzované články

- [37] Fiala Š., A. Bubák, L. Novotný, CONTROL OF HYBRID ELECTRIC-HYDRAULIC DRIVE FOR VERTICAL FEED AXES OF MACHINE TOOLS, publikace v časopise MM Science Journal, Listopad 2019, s. 3228-3235, ISSN 1805-0476 (On-line), <https://www.mmscience.eu/journal/issues/november-2019/articles/control-of-hybrid-electric-hydraulic-drive-for-vertical-feed-axes-of-machine-tools>

Příspěvky na konferencích

- [38] Fiala, Š. COUNTER-BALLANCING SYSTEM OF VERTICAL MOVING COMPONENTS USING ROTARY PISTON HYDROMOTOR. In: MORAVEC, J., ed. *Studentská tvůrčí činnost 2015*. Praha, 2015-04-16. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015. s. D1-D5, ISBN 978-80-01-05727-8.
- [39] Fiala, Š. MEASUREMENT OF A RADIAL PISTON HYDROMOTOR AT LOW ROTATIONAL SPEED. In: *22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics*. The 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Praha 2013, 2013-10-23/2013-10-25. Ostrava: Technická universita Ostrava - Vysoká škola báňská, 2013. s. 99-105. ISBN 978-80-248-3136-7.
- [40] Fiala, Š.; Švéda, J.; Kolář, P. HYDRAULIC AND SERVOELECTRIC CLAMPING UNITS In: *Proceedings Of The 23rd International Conference on Hydraulics and Pneumatics*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, 2016. s. 25-32. ISBN 978-80-248-3915-8.

Výzkumné zprávy

- [41] Švéda, J.; Hornych, T.; Chládek, Š.; Koubek, J.; Diviš, I.; Havlan, T.; Fiala, Š.; Smolík, J., ZPRÁVA O PRŮBĚHU ŘEŠENÍ WP09 V ROCE 2019, [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Report no. V-19-058.
- [42] Krannich, T.; Fiala, Š. VÝVOJ MATEMATICKO-SIMULAČNÍHO MODELU PRO STANOVENÍ KINEMATICKODYNAMICKÝCH PARAMETRŮ VÍCEOSÝCH POHONŮ [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Report no. V-16-028.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY V TEŽÍCH

- [1] MÖHRING, Hans-Christian, Christian BRECHER, Eberhard ABELE, Jürgen FLEISCHER a Friedrich BLEICHER. MATERIALS IN MACHINE TOOL STRUCTURES. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2015, **64**(2), 725–748. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/j.cirp.2015.05.005
- [2] NOVOTNÝ, W. L. *EMO HANNOVER 2013: ČÁST 7 - TECHNOLOGIE, KTERÉ MNOHDY NEJSOU VIDĚT* [online]. 2014 [vid. 2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/emo-hannover-2013-cast-7-technologie-ktere-mnohdy-nejsou-videt.html>
- [3] KOLÁŘ, P., J. SMOLÍK, M. SULITKA, J. ŠINDLER a J. HOVORKA. An Integrated Approach to the Development of Machine Tool Structural Parts. In: *9th International Conference on Machine Tools, Automation, Technology and Robotics: MATAR2012-12082*. Prague: MM Science Journal, 2012.
- [4] ZHAO, Ling, Jianfeng MA, Wuyi CHEN a Hongliang GUO. Lightweight Design and Verification of Gantry Machining Center Crossbeam Based on Structural Bionics. *Journal of Bionic Engineering* [online]. 2011, **8**(2), 201–206. ISSN 1672-6529. Dostupné z: doi:10.1016/S1672-6529(11)60021-8
- [5] *Loxin Industrial Applications* [online]. [vid. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.loxin2002.com/movable-structure-gantry-configuration>
- [6] *ICON Technologies* [online]. [vid. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://icon.hydromat.com/tripod.html>
- [7] VALASEK, Michael. NON-REDUNDANT AND REDUNDANT CALIBRATION METHODS OF MACHINE CENTRE WITH PARALLEL KINEMATICS TRIJOINT 900 H. nedatováno, 7.
- [8] *ŠKODA MACHINE TOOL* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.skodamt.com/fotogalerie/>
- [9] ČESKÉ, vysoké učení technické v Praze. *Obráběcí stroje na EMO ...: sborník bloku přednášek: Praha*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2001.

- [10] *Vertical Machining Centers, MACO, MASTER AUTOMATIC CO., LTD.* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: http://macocnc.com/maco_1060_E.html
- [11] *JOBS* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.jobs.it/eng/jomax269?ct=1335969153507>
- [12] HOVORKA, Jiří. Kompaktní pohonná jednotka s vyvažováním vertikálních lineárních pohybových os obráběcích strojů [online]. CZ2014537A3. 29. říjen 2015. [vid. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/CZ2014537A3/cs?q=2014-537>
- [13] HOVORKA, J. a KOLÁŘ, P. Zařízení pro vyvažování vertikálních lineárních pohybových os obráběcích strojů [online]. CZ303596B6. 2. leden 2013. [vid. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/CZ303596B6/cs?q=303596>
- [14] BOBÁL, Vladimír. *Identifikace systémů*. B.m.: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-888-7.
- [15] *Bosch Rexroth A4VSO Catalog* [online]. [vid. 2019-09-23]. Dostupné z: <https://www.heavyparts.co.uk/pdf/A4VSO.pdf>

9 OHLASY

[37-40] Příspěvky prošly odpovídajícím recenzním řízením

[17] Studentská tvůrčí činnost na Strojní fakultě ČVUT v Praze – 4.
místo v kategorii Doktorandská sekce D2

10 ANOTACE

Disertační práce se zabývá metodami a přístupy snižování nároků kladených na pohony vertikálních pohybových os obráběcích strojů. Poskytuje přehled dosavadně užívaných průmyslových mechanismů. Hlavní pozornost je věnována principu vyvažování využívajícího jako zdroj síly rotační hydromotor, který má z pohledu užitných vlastností mnoho výhod. V průběhu práce byly identifikovány i negativní vlastnosti rotačních hydromotorů. Disertační práce prezentuje propojenou sestavu pohonu servoelektrického pohonu a servohydraulického pohonu, který v práci zmíněné neduhu odstraňuje.

11 ANNOTATION

This dissertation thesis deals with methods to reduce the influence of gravitational force on machine tool vertical feed axes. It provides an overview of existing counterbalancing mechanisms that are used in industrial applications. The main focus is on an existing solution that uses a rotary piston hydromotor, which has a number of advantageous properties. However, its significant torque ripple limits the practical application in machine tools. This dissertation thesis presents a method of connected servo-electric and servo-hydraulic drive control that overcomes the shortcomings of the original solutions and allows practical deployment on vertical feed axes.