

Aktivní pohybová jednotka pro vyrovnání obrobku

Michal Rytíř *

ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, Horská 3, 128 00 Praha 2, Česká republika

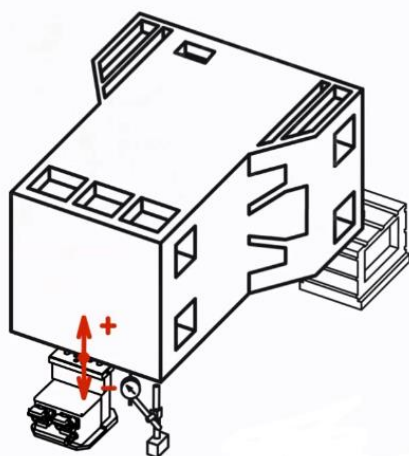
Abstrakt

Práce se zabývá optimalizací aktivní pohybové jednotky. Jednotka slouží k vyrovnání obrobku v pracovním prostoru obráběcího stroje. Dokáže pracovat v automatickém módu, to znamená, že zkracuje nastavovací časy a snižuje závislost výsledku na zkušenostech obsluhy. Současná kapacita jednotky ale omezuje její aplikační pole. Hlavními nedostatky jsou především nízká únosnost a potřeba dodávky vysokotlakého hydraulického média. Cílem práce je zpracovat podkladovou studii pro navýšení užité hodnoty jednotky.

Klíčová slova: vyrovnání obrobku; zpevnění polohy pístnice, elektro-hydraulický aktuátor; screw pump

1. Úvod

S rostoucími požadavky na snižování výrobních časů ve všech oblastech výrobních strojů se tento trend odrazil i v požadavcích při výrobě na obráběcích strojích. V oblasti těžkých obráběcích strojů je tento požadavek, mimo jiné, realizován pomocí zkracování nastavovacích časů obrobku přímo v pracovním prostoru stroje a tím zkrácení neproduktivní doby stroje. Vyrovnání obrobku s hmotností v řádu stovek kilogramů se provádí pomocí speciálních mechanických přípravků a vyrovnávacích plechů, kdy výsledek nastavení je závislý na zkušenostech obsluhy stroje. Inovací současného postupu vyrovnávání obrobků se zabývá Výzkumné centru pro strojírenskou výrobní techniku a technologii. V rámci evropského projektu Intefix byl vyvinut a realizován koncept aktivní pohybové jednotky sloužící pro automatické vyrovnání obrobku (Obr. 1). [1]



Obr. 1. Koncept pohybové jednotky pro vyrovnání obrobku [2]

Jednotka je zobrazena na Obr. 2. Je řízena účelně vyvinutým softwarem, který zpracovává data o aktuální poloze obrobku získávané z obrobkové sondy upnuté ve vřetení stroje a na základě těchto informací upraví pomocí pohybových jednotek polohu obrobku do požadované roviny.



Obr. 2. Aktivní pohybová jednotka vyvinutá v rámci evropského projektu Intefix [1]

Jednotka je vertikální pohybovou osou, která se skládá ze servomotoru a kuličkového šroubu. Pro zajištění pouze axiálního zatížení kuličkového šroubu je součástí konstrukce cylindrické vedení. Vedení jsou vybavena upínacími pouzdry, která umožní zpevnění jednotky v nastavené poloze s dostatečnou tuhostí pro proces obrábění. [1]

Koncept pohybové jednotky spolu s ovládacím softwarem byl ověřen v rámci vyrovnávání obrobku v pracovním prostoru portálového obráběcího stroje. Výstupem projektu Intefix tak je otestovaný koncept pohybové jednotky. [1]

Na základě aktuálních parametrů pohybové jednotky a poznatků z testování konceptu lze definovat požadavky na úpravu jednotky pro navýšení její užité hodnoty.

Hlavním nedostatkem konceptu z pohledu užívání je především potřeba připojení pohybové jednotky k vysokotlakému hydraulickému agregátu. Hydraulické médium o tlaku 500 bar je využíváno k činnosti upínacích pouzder na cylindrickém vedení a zpevnění jednotky v nastavené poloze. Připojení jednotky k externímu agregátu má za následek fakt, že vysokotlaké hydraulické hadice se vyskytují v pracovním prostoru obráběcího stroje, takže musí odolávat náročnému prostředí s odletujícími rozžhavenými třískami a také pohybu obsluhy stroje.

Dalším krokem ke zvýšení užité hodnoty jednotky je navýšení únosnosti, kdy současný koncept disponuje

* Kontakt na autora: Michal.Rytir@fs.cvut.cz

únosností 5 000 N. Aktuální únosnost tak omezuje aplikovatelnost jednotky pro vyrovnávání hmotnější obrobků. [1]

Z poznatků o funkčnosti aktuálního stavu aktivní pohybové jednotky plynou požadavky pro optimalizaci konceptu. Především se jedná o odstranění závislosti na externím vysokotlakém agregátu a navýšení únosnosti. Tato práce si klade za cíl vytvoření podkladové studie pro optimalizaci zmíněných vlastností konceptu jednotky.

2. Zpevnění polohy pístnic lineárních hydromotorů

Pro problematiku mechanismu zpevnění jednotky je pří-
mou analogií oblast zpevňování pístnic lineárních hydromotorů. Proto bylo toto téma reflektováno v rámci re-
serše.

Jedná se o téma, které souvisí s oběma zmíněnými úpravami aktuálního konceptu. Prvně je potřeba zajistit funkci zpevňování, která je v konceptu jednotky realizována přivedením hydraulického média o tlaku 500 bar. Zároveň tato oblast souvisí i s navýšením únosnosti, jelikož je potřeba proporcionálně navýšit také únosnost mechanismu zpevnění, který musí zajistit tuhost jednotky v nastavené poloze.

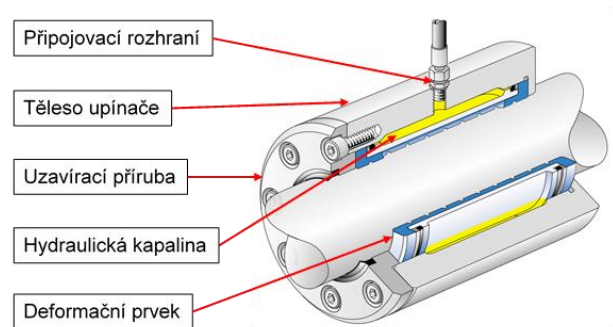
Pokud je hydraulické zařízení používáno pro přesné polohování mezi krajními polohami s následným zatížením vnější silou, je při požadování vyšší tuhosti nevhodné, aby poloha vysunuté pístnice byla zajištěna pouze hrazením oleje v lineárních hydromotorech například použitím hydraulického zámku. Hydraulická kapalina pod pístem s modulem pružnosti přibližně 100krát nižším než ocel pak funguje jako pružina a při změně externího zatížení není možné udržet pístnici v přesně nastavené poloze. Proto se využívají různé aretační prvky (upínače), které se nasouvají na pístnici a jsou připojeny k rámu. Tato zařízení mohou být založena na mechanickém i hydraulickém principu a vždy aretují (zpevňují) pístnici v nastavené poloze takovým způsobem, že silový tok není uzavírán přes hydraulickou kapalinu pod pístem hydromotoru, ale je veden pouze přes mechanické prvky aretačního zařízení přímo do rámu. Tímto způsobem je možné aretovat nastavenou polohu hydromotoru i mimo krajní dorazy.

Existují dvě základní myšlenky, jak lze k aretaci pístnice lineárního hydromotoru přistoupit. Prvním způsobem je aretace, která se uvolňuje přivedením vnější energie a v normálním stavu je tak pístnice upnutá. Druhým způsobem je aretace, při které dojde ke zpevnění pístnice přivedením vnější energie a v normálním stavu pístnice upnutá není.

Pro zvolení vhodné varianty, která bude realizovat zpevnění při zvýšené únosnosti jednotky, bylo potřeba detailněji analyzovat jednotlivé přístupy. Na toto rozhodnutí totiž přímo navazuje řešení nezávislosti na hydraulickém agregátu. Vlastnosti a detailnější popis jednotlivých přístupů ke zpevnění polohy pístnic lineárních hydromotorů jsou uvedeny v následující kapitolách.

2.1. Upnutí pístnice přivedením energie

Tento princip upínání pístnice je založen na přivedení tlakového hydraulického média a použití deformačního prvku, který obepíná pístnici. Jedná se o upínací pouzdro, které se v neaktivním stavu volně posouvá po pístnici (Obr. 3). Neaktivním stavem je stav bez přivedeného tlakového média. Po přivedení tlakového média o tlaku 500 bar na vnější průměr pouzdra dojde k vyvození deformace pouzdra a k jeho upnutí na pístnici. Přes takto upnuté pouzdro, které je připojeno k rámu, je možné přenášet axiální sílu přímo do rámu a neuzavírat tak silový tok přes hydraulické médium. [3]



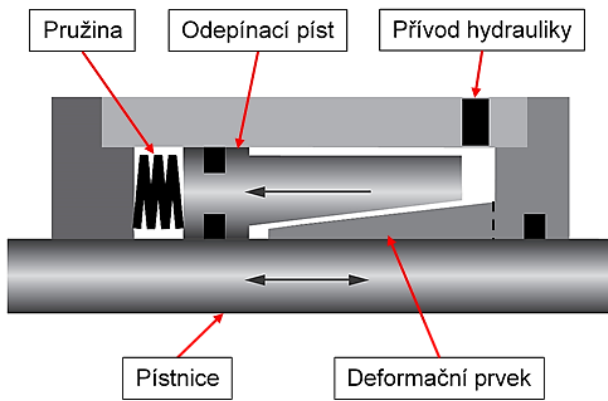
Obr. 3. Upínací pouzdro, ETP (pozn. popisek vložen autorem) [3]

2.2. Uvolnění pístnice přivedením energie

Druhým typem upínacího zařízení pístnic lineárních hydromotorů je zařízení, které je v normálním stavu upnuto na pístnici. Jedná se především o bezpečnostní prvek, který při chybě a odpojení veškeré připojené energie zajistí upnutí pístnice a zamezí tak jakémukoli dalšímu pohybu hydromotoru.

Upínač nabízí firma Hänchen s patentovanou technologií Ratio-clamp®. Princip funkce upínače je zobrazen na Obr. 4. Upínač je zobrazen v odepnutém stavu. Deformačním prvkem je pouzdro s kuželovou plochou na vnějším plášti. Odepínací píst je spojen s další kuželovou plochou na jedné straně a na druhé straně s tlačnou pružinou, která zajišťuje dosednutí obou kuželových ploch na sebe a vytvoření kuželového spoje, který zajistí upnutí pístnice deformací daného prvku. Přivedením hydraulického tlakového média na přívod dojde k vyrovnání a následně překonání síly pružiny a odepínací píst se pohybuje směrem vlevo. Tím se kuželové plochy od sebe oddálí a elasticky deformovaný prvek odlehne od pístnice, která se začne pohybovat. [4]

Odepínací tlak je ale v této variantě značně nižší, jelikož není primárním zdrojem upínací síly. Ta je vytvořena pomocí pružiny a kuželového spoje odepínacího pístu a deformačního prvku. Tlak hydraulického média pro odepnutí upínače je požadován v rozmezí 80 – 160 bar, což je podstatně méně v porovnání s variantou popsanou v kap. 2.1, kdy je potřeba k funkci upínače dodat médium o tlaku 500 bar.



Obr. 4. Princip funkce upínače s technologií Ratio-clamp®, Hänchen (pozn. popisek vložen autorem) [4]

2.3. Shrnutí kapitoly

Pro řešení problematiky zpevnění polohy pístnic lineárních hydromotorů byly uvedeny dva základní typy upínačů. Jednak upínače, které se upínají přivedením tlaku hydraulického média a jednak upínače, které se tlakem odepínají. V Tabulce 1 jsou shrnuty a porovnány vlastnosti diskutovaných typů upínačů.

Tabulka 1. Porovnání parametrů základních typů upínačů pístnic lineárních hydromotorů [3], [4]

	Přivedením tlaku	
	Upnutý stav	Odepnutý stav
Tlak pro upnutí	500 bar	0 bar
Tlak pro odepnutí	0 bar	160 bar
Cena upínače pro pístnici ø40	2 000 Kč	35 000 Kč
Hmotnost upínače pro pístnici ø40	1 kg	30 kg
Odepnutí při výpadku tlaku	Ano	Ne
Spotřeba energie v upnutém stavu	Ano	Ne
Únosnost pro pístnici ø40	43 kN	50 kN
Minimální životnost	100 000 cyklů	2 000 000 cyklů

Z pohledu bezpečnosti je jednoznačně výhodnější variantou upínač, který je v normálním stavu upnut a přivedením tlaku se odepíná. Současný koncept ale obsahuje upínač, který se naopak tlakem upíná. Práce se zabývá navýšením užité hodnoty současného konceptu, takže navýšení únosnosti konceptu lze realizovat zvýšením průměru cylindrického vedení, respektive vyšší řadou upínače s vyšší únosností.

Mechanismus pro zajištění nezávislosti jednotky na externím hydraulickém agregátu bude navrhován pro tento upínač. Z tohoto poznatku přetrvává požadavek dodávky tlaku 500 bar pro upnutí. Při návrhu mechanismu nezávislého hydraulického zpevnění bude kladen důraz na univerzálnost a možnost použití i ve spojení s druhým typem upínače, který ale v dostupné variantě nevyhovuje především z pohledu vysoké hmotnosti, která souvisí s mechanickým řešením upnutí.

3. Miniaturizace hydraulického agregátu

Jedním z požadavků na optimalizace polohovací jednotky je implementace hydraulického agregátu do zástavby polohovací jednotky. S tímto krokem souvisí miniaturizace

hydraulického agregátu. V této kapitole je uveden přehled možností miniaturizace při požadavku na dodávku hydraulického média o tlaku 500 bar.

3.1. Vysokotlaký hydrogenerátor

Pro potřeby individuálního řešení hydrogenerátoru nabízí firma Bieri pístové elementy, z nichž je možné sestavit radiální pístový hydrogenerátor s žádanými parametry. Pístový element dosahuje maximálního tlaku až 1 000 bar. Při konstrukci hydrogenerátoru se pístové elementy napojí na hřídel s excentrem, která zajišťuje transformaci rotačního pohybu na translační. Pístový element je zobrazen na Obr. 5. [5]



Obr. 5. Pístový element, Bieri [5]

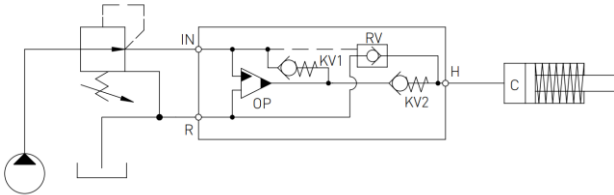
3.2. Multiplikace tlaku

Jedním ze způsobů, jak dosáhnout vysokého tlaku na výstupu z hydraulického obvodu při současném použití nízkotlakého zdroje, je včlenění multiplikátoru (Obr. 6). Multiplikátor je tekutinové zařízení, které umožňuje navýšení výstupního tlaku, který je pak vyšší než vstupní. Multiplikátor se skládá z tlakového převodníku a ovládacího obvodu, který umožňuje kontinuální činnost multiplikátoru. Tlakový převodník je v podstatě dvojčinný hydromotor, který je potřeba střídavě vysouvat a zasouvat, protože tlak se multiplikuje jen při jednom z obou zdvihů. [6]



Obr. 6. Multiplikátor HC2, KVT [6]

Multiplikátor (označovaný také jako násobič či zesilovač tlaku) je charakterizován pomocí multiplikačního poměru (označovaného také jako zesilující faktor či tlakový poměr). Multiplikační poměr je dán konstrukčními vlastnostmi multiplikátoru a je specifikovaný poměrem mezi vstupním a výstupním tlakem, případně poměrem funkčních ploch mezi vstupním a výstupním pístem. Použitím multiplikátorů lze běžně dosáhnout tlaků na úrovni 800 bar, ve speciálních aplikacích až 5 000 bar. Příklad zapojení hydraulického obvodu s multiplikátorem pro upínací zařízení je zobrazeno na Obr. 7. [7]



Obr. 7. Hydraulický obvod s multiplikátorem [7]

3.3. Zařízení s konstantní objemem hydraulického média

Alternativním přístupem pro realizaci hydraulického obvodu pro případy, kde se pracuje jen s malou změnou objemu kapaliny, je využití myšlenky stlačování konstantního objemu hydraulické kapaliny

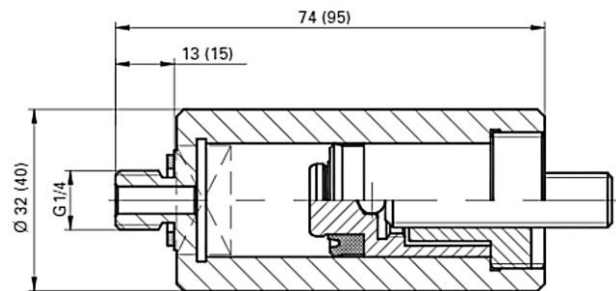
Jedná se o zařízení, kde je tlakován konstantní objem kapaliny, kterou je možno skrze mechanický prvek stlačit a vyvolat v ní tlak. Dále je využito Pascalova zákona, podle kterého je tlak v kapalině v dané uzavřené nádobě, na kterou působí vnější síla, ve všech místech kapaliny stejný. Tím dojde k distribuci vnější síly, která je do systému dodávána mechanickým prvkem v daném místě uzavřeného objemu. Mechanická energie je tak převedena na tlakovou energii kapalného média. Takovéto hydraulické zařízení, které dokáže vytvořit vysoký tlak hydraulického média, je často přímo součástí konstrukce daného upínače. Je tomu tak v případě hydraulických upínačů obráběcích nástrojů, které se upínají dotažením stavěcího šroubu. Upínač obsahuje deformační prvek, který přímo upíná daný nástroj. Získaný tlak média působí na plochu deformačního prvku a vyvolá tak upínací sílu, která způsobí upnutí nástroje. Často je tato technologie výrobcí upínačů označována jako hydraulická expanzní technologie.



Obr. 8. Screw pump, Kostyrka [8]

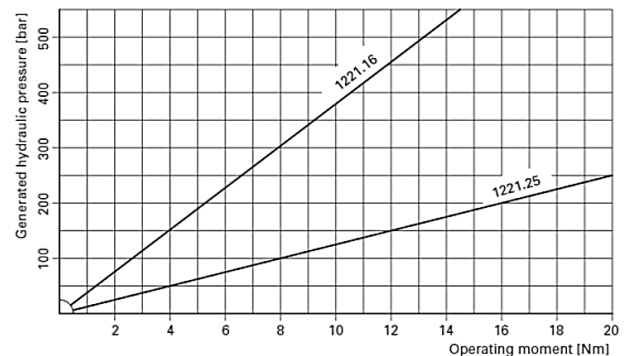
Firma Kostyrka nabízí ve svém sortimentu pístové zařízení, které pracuje s konstantním objemem hydraulického média. Zařízení lze označit jako generátor tlaku. Jedná se v podstatě o pístové čerpadlo, které je poháněné otáčením šroubu a požadovanou výstupní veličinou je dosažený tlak. Zařízení je v katalogu firmy označováno jako screw pump (Obr. 8). [8]

Vnitřní uspořádání pístového čerpadla je zobrazeno na Obr.9. Zařízení se skládá z pístu s pístovým těsněním, které doléhá na stěnu válce tělesa. Při rotaci pohybového šroubu dochází k vyvození axiální síly, která je pomocí tvrzené kuličky přenášena na píst a dochází ke stlačování kapaliny v pístové straně. Kulička umožňuje v idealizovaném případě bodový dotyk s pohybovým šroubem, čímž se minimalizují ztráty třením způsobené rotací šroubu, a navíc je zamezeno přenášení klopného momentu na píst. Pomocí závitu G 1/4 lze připojit pístové čerpadlo k řešenému zařízení. [8]



Obr. 9. Vnitřní uspořádání screw pump, Kostyrka [8]

Závislost potřebného kroutícího momentu působícího na šroub a vyvozené axiální síly a respektive tlaku je lineární a odpovídá výpočtům šroubové dvojice. Graf této závislosti pro dva typy pístového čerpadla je zobrazen na Obr. 10. Oba typy se liší pouze průměrem pístu, kdy typ 1221.16 je ten s menším průměrem pístu. Dle informací výrobce závisí potřebný kroutící moment pro vyvození tlaku značně na podmínkách mazání závitové dvojice a pro jeho snížení doporučuje mazivo na bázi MoS2. [8]



Obr. 10. Graf závislosti generovaného hydraulického tlaku na kroutícím momentu zařízení screw pump [8]

3.4. Objemová stlačitelnost kapalin

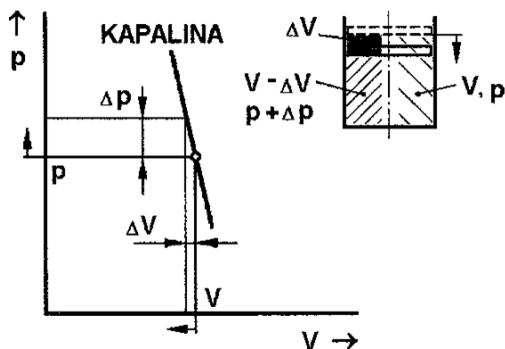
Objemová stlačitelnost je jedním z parametrů popisující vlastnosti hydraulické kapaliny. V případě zařízení pracující s konstantním objemem hydraulického média, kdy je

nutné nadefinovat potřebnou změnu objemu kapaliny při nárůstu tlaku, se jedná o významný parametr.

Objemová stlačitelnost je vlastnost kapalin, která definuje hodnotu objemové změny při změně tlaku. Stlačování kapalin je termodynamickým dějem, který je definovaný stavovými veličinami. Při změně tlaku o hodnotu Δp se změní objem V hydraulické kapaliny o ΔV dle grafu zobrazeném na Obr. 11, který vyjadřuje izotermickou změnu. Změnu objemu při změně tlaku lze vyjádřit následujícím vztahem [9]:

$$\frac{\Delta V}{\Delta p} = -\beta \cdot V \quad [m^3 \cdot Pa^{-1}] \quad (1)$$

kde součinitel β se označuje jako součinitel objemové roztažnosti kapalin. Znaménko mínus popisuje pokles objemu s rostoucím tlakem. [9]

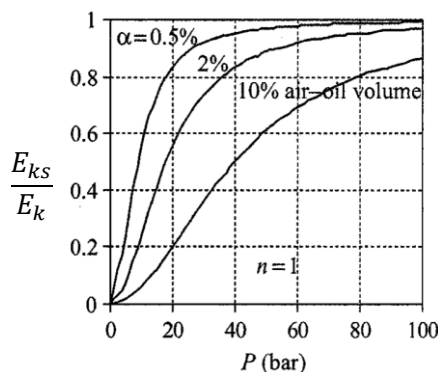


Obr. 11. Graf závislosti změny objemu při změně tlaku v kapalinách [9]

Převrácená hodnota stlačitelnosti se označuje jako modul objemové pružnosti kapaliny E_k , který je definovaný vztahem [9]:

$$E_k = \frac{1}{\beta} \quad [Pa] \quad (2)$$

Zásadní vliv na hodnotu E_k má obsah vzduchu v oleji, kdy s rostoucím obsahem vzduchu v oleji klesá modul pružnosti směsi E_{ks} . Vliv obsahu vzduchu v oleji na změnu modulu pružnosti směsi je znatelnější při nižších tlacích. Graf této závislosti je zobrazen na Obr. 12. [10]



Obr. 12. Vliv obsahu vzduchu v oleji (minerální olej ISO 32; $E_k = 1,6.109 \text{ N/m}^2$) na hodnotu modulu pružnosti směsi E_{ks} [10]

3.5. Shrnutí kapitoly

Pro vytvoření hydraulického tlaku 500 bar, který je potřeba pro zpevnění současné koncepce pohybové osy, jsou k dispozici dva základní přístupy. Prvním přístupem je realizace hydraulického agregátu, který bude díky malým zástavbovým rozměrům možné implementovat do zástavby pohybové osy. Pro dosažení tlaku 500 bar je možné využít pístový element, který dokáže generovat požadovaný tlak, nebo lze využít spojení nízkotlakého hydrogenerátoru a multiplikátoru.

Druhým přístupem je využití zařízení s konstantním objemem hydraulické kapaliny. Přivedením vnější síly dochází ke stlačení definovaného objemu kapaliny a k vyvození tlaku 500 bar. Na trhu jsou tato zařízení dostupná a vyvození tlaku je dosaženo dotažením nastavovacího šroubu. Pro potřeby chodu pohybové jednotky v automatickém režimu by bylo potřeba funkci motorizovat.

Při stlačování hydraulické kapaliny konstantního objemu na hodnotu 500 bar je potřeba definovat potřebnou změnu objemu vlivem stlačitelnosti kapalin. Ta je definována parametrem označovaným jako modul objemové pružnosti kapalin. Jedná se o vlastnost dané kapaliny, která je ale závislá na tlaku, teplotě a obsahu vzduchu v oleji. Její hodnota je zatížena velkým množstvím nejistot. Nejzásadnější vliv na hodnotu modulu objemové pružnosti kapalin má zpravidla obsah vzduchu v oleji, který se zvyšuje se stářím oleje.

4. Navýšení únosnosti pohybové jednotky

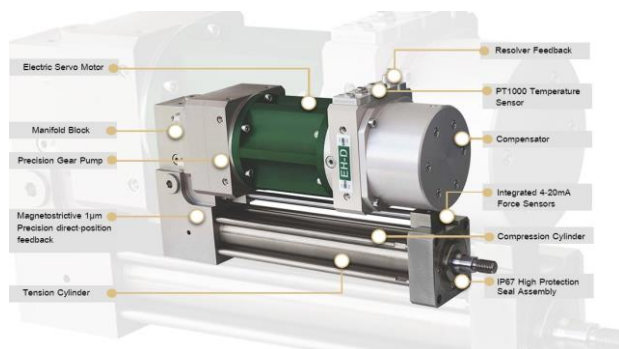
Navýšení únosnosti jednotky na hodnoty až desetinásobku současné kapacity nelze realizovat pouze navýšením únosnosti mechanických prvků. Došlo by k nepřijatelnému zvýšení hmotnosti a rozměrů. Proto byla zvolena cesta hydraulického pohonu.

Prvotní návrhy se zabývali systémem nadlehčování, který by spolupracoval s kuličkovým šroubem a pomáhal by nadlehčit nesenou hmotu tak, aby kuličkový šroub vždy pohyboval pouze s hmotou na úrovni své únosnosti. Toto řešení skýtá problém v koordinaci mechanického a hydraulického pohonu, proto byl navržen přístup čistě hydraulického pohonu.

V navrženém řešení dojde k nahrazení kuličkového šroubu jednočinným hydraulickým válcem, který disponuje násobnou únosností při stejné zástavbě jako má kuličkový šroub. Vzniká ale potřeba řešit polohové řízení hydraulického pohonu.

Jelikož cílem pohybové jednotky není vysoká dynamika, ale především přesnost a opakovatelnost nastavení polohy s důrazem na nízkou hmotnost obvodu a cenovou dostupnost, nebyla pro řešení polohování zvolena oblast proporcionální ventilové techniky.

Navržený nekonvenční pohon je elektro-hydraulickým aktuátorem. Tento aktuátor je používán především v leteckém průmyslu, kde je využíváno jeho kompaktního řešení. Princip tohoto pohonu je v použití obousměrného hydrogenerátoru a uzavřeného hydraulického obvodu. V obvodu tak není potřeba ventilová technika a poloha, rychlost či síla hydromotoru je řízena skrze servomotor připojený k hydrogenerátoru. Obvod pracuje s vysokou účinností v porovnání s proporcionální ventilovou technikou. Elektro-hydraulický aktuátor od firmy Olsen je zobrazen na Obr. 13. [11]

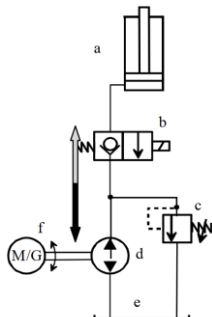


Obr. 13. Elektro-hydraulický aktuátor, Olsen [11]

Jedním z žádaných parametrů na trhu dostupných aktuátoru je maximální dosažitelná rychlost pohybu hydromotoru. V případě pohybové jednotky je ale zásadnější vlastností přesnost a opakovatelnost polohování s maximální únosností při minimálních rozměrech aktuátoru. Proto je potřeba navrhnout elektro-hydraulický aktuátor přímo pro potřeby pohybové jednotky.

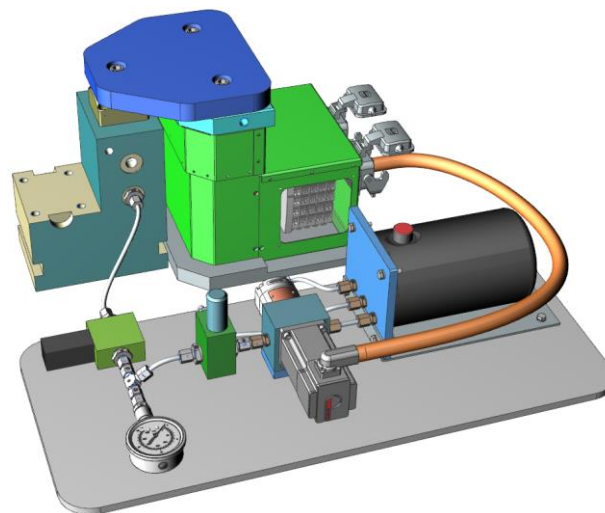
Práce na návrhu aktuátoru byla rozdělena na dva postupné kroky. Prvním krokem je ověření samotného konceptu aktuátoru v kontextu žádaných vlastností na přesnost polohování. Pro tento krok bude připraven experimentální hydraulický obvod, na kterém bude možné testovat vlastnosti a optimalizovat vhodné přístupy k řízení. Druhým krokem bude implementace aktuátoru do zástavby pohybové jednotky s důrazem na miniaturizaci a kompaktní design.

Navržený hydraulický obvod se objevuje v práci Tetyany Minavové, kde byla řešena efektivita hydraulického obvodu pro vysokozdvíhací vozík. Zde ale nebyla vyžadována přesnost polohování a aktuátor nebyl provozován v polohové vazbě, ale byl přímo řízený obsluhou. Pro potřeby návrhu vlastního elektro-hydraulického aktuátoru bude využit v práci uvedený hydraulický obvod, který jednoduchostí vyhovuje požadavkům. Převzatý hydraulický obvod je zobrazen na Obr. 14. [12]



Obr. 14. Hydraulický obvod použitý pro navýšení efektivity pohonu bateriového vysokozdvíhacího vozíku [12]

Rozložení navrženého experimentu je zobrazeno na Obr. 15. Polohovací jednotka je upravena tak, že došlo k vyřazení pohonu kuličkovým šroubem a zástavba jednotky obsahuje pouze cylindrické vedení s upínacím pouzdrem a přímým odměřováním. Jednotka tak plní funkci vedení a odměřování. K polohovací jednotce je připojen jednočinný hydromotor, který nahrazuje funkci kuličkového šroubu a zajišťuje pohyb ve vertikálním směru. Hydromotor je připojen na experimentální hydraulický obvod, který odpovídá schématu uvedeném na Obr. 14.



Obr. 15. Rozložení experimentu pro testování parametrů kompaktního elektro-hydraulického aktuátoru

Pro možnost přímého porovnání s pohonem původního konceptu jednotky, který byl poháněn pomocí kuličkového šroubu, je pro pohon hydrogenerátoru použit stejný servomotor od firmy Beckhoff jako v původním konceptu jednotky.

Řízení servomotoru je realizováno pomocí prostředí TwinCAT určeného pro programování PLC a pohonů Beckhoff. K řízení je využito kaskádní regulace s proudovou, rychlostní a polohovou smyčkou.

Očekávaným výstupem z experimentu je ověření vlastností navrženého elektro-hydraulického pohonu a odladění řízení.

5. Systém nezávislého hydraulického zpevnění

Pro vyřešení nezávislosti pohybové jednotky na externím hydraulickém agregátu bylo zvoleno řešení pracující s konstantním objemem hydraulického média. Toto řešení vyžaduje v porovnání s uvedenými variantami miniaturizace hydraulického agregátu nejmenší zástavbu a poskytuje požadované vlastnosti.

Ke generování potřebného tlaku pro upnutí pouzder na cylindrické vedení bude využito popsané zařízení screw pump od firmy Kostyrka. Jedná se o zařízení, který umožňuje generování tlaku až 500 bar přivedením potřebného kroutícího momentu. Zařízení je ale připraveno pro ruční generování tlaku pomocí dotažení nastavovacího šroubu, což je v případě automaticky pracující pohybové jednotky nepřijatelné. Proto je vytvořen návrh na motorizaci tohoto

zařízení, což umožní ovládání upínání jednotky z centrálního řízení.

6. Závěreční informace

Na začátku práce byla provedena rešerše témat potřebných pro řešení zadaného úkolu zvýšení užité hodnoty aktivní pohybové jednotky pro vyrovnání obrobku. Úpravy jednotky se týkají odstranění závislosti na vysokotlakém hydraulickém agregátu a navýšení únosnosti.

Externí hydraulický agregát se využívá k zpevnění jednotky pomocí upnutí pouzder na cylindrické vedení. Jelikož při upnutí dochází pouze k nízké změně objemu hydraulického média v obvodu lze tuto funkci zajistit zařízením pracujícím s konstantním objemem hydraulického média.

Pro zvýšení únosnosti je použit elektro-hydraulický aktuátor, jakožto hydraulické zařízení s výhodným poměrem zástavbového prostoru a výkonu. Pro ověření funkce navrženého hydraulického obvodu vznikl návrh experimentálního zařízení, které bude sloužit k testování zvoleného přístupu.

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce Ing. Štěpánovi Fialovi a konzultantovi Ing. Janu Koubkovi, Ph.D. za podporu a cenné podněty při tvorbě této práce.

Seznam symbolů

E_k	modul objemové pružnosti kapaliny (Pa)
E_{ks}	modul objemové pružnosti směsi olej-vzduch (Pa)
Δp	změna tlaku (Pa)
V	stlačovaný objem kapaliny (m^3)
ΔV	změna objemu kapaliny při nárůstu tlaku (m^3)
β	stlačitelnost (Pa^{-1})

Literatura

- [1] MÖHRING, Hans-Christian, Petra WIEDERKEHR, Oscar GONZALO a Petr KOLAR. *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-319-45290-6.
- [2] *Upínací systém pro efektivní vyrovnání velkých obrobků*. Youtube [online]. 21. 9. 2017. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=5M-YeMh718A&t=3s>. Kanál uživatele STROJÍRNA TYC s.r.o. (printscreen z času 0:44)
- [3] *ETP-OCTOPUS* [online]. [cit. 2018-11-08]. Dostupné z: <http://www.etp.se/en/products/power-transmission/etp-octopus>
- [4] *Clamping device Ratio-Clamp®* [online]. [cit. 2019-01-01]. Dostupné z: https://www.haenchen.de/media/pdf/en/en_clamping-device_rc.pdf

- [5] *Pumping element PEH* [online]. [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: https://www.bierihydraulics.com/fileadmin/media/pdf/datenblaetter_EN/PEH_EN.pdf
- [6] *KVT miniBOOSTER®* [online]. [cit. 2018-11-20]. Dostupné z: https://www.kvt-fastening.cz/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge_de_at/kvt_mini-booster_de_07-2018_web-catalog.pdf
- [7] *Hydraulické násobiče tlaku - Technika a trh* [online]. [cit. 2018-10-17]. Dostupné z: <https://www.technikaaatrh.cz/komponenty/hydraulicke-nasobice-tlaku>
- [8] *Kostyrka - Hydraulic pressure generator* [online]. [cit. 2019-02-18]. Dostupné z: <https://docplayer.net/49189884-Hydraulic-pressure-generator-air-oil-pressure-intensifier-oil-oil-pressure-intensifier-screw-pumps-screw-pistons-product-information.html>
- [9] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. Vyd. 1. B.m.: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [10] WATTON, J. *Fundamentals of fluid power control*. First paperback edition. Cambridge University Press, 2014. ISBN 978-1-107-67018-1.
- [11] *Electro-Hydraulic Actuator Drive* [online]. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://www.olsenactuation.com/electro-hydraulic.html>
- [12] *Energy recovery efficiency comparison in an electro-hydraulic forklift and in a diesel hybrid heavy forwarder* [online]. [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/224164869_Energy_recovery_efficiency_comparison_in_an_electro-hydraulic_forklift_and_in_a_diesel_hybrid_heavy_forwarder