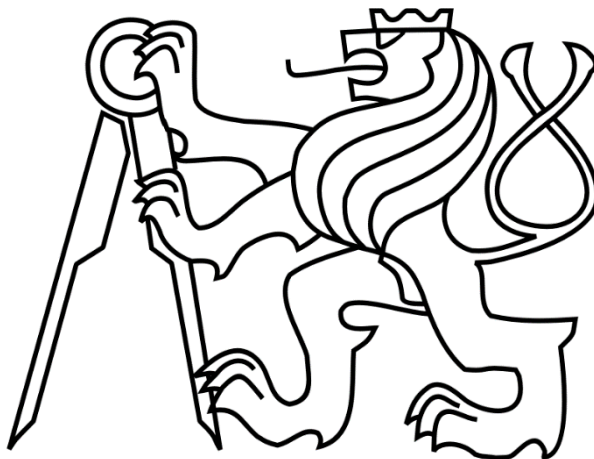


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh nezávislého hydraulického zpevnění a navýšení kapacity
polohovací jednotky

2019

Bc. Michal RYTÍŘ

(Zadání)

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne do 17.7.2019

.....

podpis

Poděkování

V úvodu bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Štěpánovi Fialovi za vstřícnost, konstruktivní přístup a odborný dohled při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat pracovníkům Výzkumného centra pro strojírenskou výrobní techniku a technologii za konzultace v oborech, kterých se tato práce dotýká.

Především bych rád poděkoval svým rodičům za podporu během celého studia a v období, kdy jsem se naplno věnoval tvorbě této práce.

Anotace

Autor:	Bc. Michal Rytíř
Název diplomové práce:	Návrh nezávislého hydraulického zpevnění a navýšení kapacity polohovací jednotky
Rozsah práce:	94 stran, 66 obrázků, 3 tabulky
Školní rok vyhotovení:	2018/2019
Škola:	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Štěpán Fiala
Konzultant:	Ing. Jan Koubek, Ph.D.
Zadavatel:	ČVUT – Fakulta strojní
Využití:	Automatické vyrovnání obrobku v pracovním prostoru obráběcího stroje
Klíčová slova:	vyrovnání obrobku, polohovací jednotka, vertikální pohybová osa, mechanismus zpevnění, elektrohydraulický aktuátor, screw pump, PLCopen
Anotace:	Diplomová práce se zabývá optimalizací polohovací jednotky, která je součástí systému pro automatické vyrovnání obrobku v pracovním prostoru obráběcího stroje. Současný koncept jednotky nevyhovuje požadavkům průmyslu, především z důvodu závislosti na externím hydraulickém agregátu a nízké únosnosti. Cílem práce je zpracovat podkladovou studii pro navýšení užitné hodnoty jednotky.

Annotation

Author:	Bc. Michal Rytíř
Title of master thesis:	Design of independent hydraulic locking mechanism and increase of lifting capacity of linear elevation unit
Extent:	94 pages, 66 figures, 3 tables
Academic year:	2018/2019
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines
Supervisor:	Ing. Štěpán Fiala
Consultant:	Ing. Jan Koubek, Ph.D.
Submitter of the Theme:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Workpiece automatic levelling in workspace of machine tool
Key words:	workpiece levelling, positioning unit, vertical motion axis, locking mechanism, electro-hydraulic actuator, screw pump, PLCopen
Annotation:	The diploma thesis deals with optimization of the positioning unit used in the automatic workpiece levelling system. The nowadays concept of the unit does not meet requirements from industry. It is mainly caused by requirement of connection to a high-pressure power unit and low lifting capacity. Target of this thesis is to prepare a case study for increase functional characteristics of the unit.

Přehled použitých veličin a jednotek

C_{0T}	[N.m]	Statická únosnost v krutu kuličkové tyče
C_T	[N.m]	Dynamická únosnost v krutu kuličkové tyče
D	[mm]	Vnější průměr kontaktních ploch spojky
D_1	[mm]	Vnitřní průměr kontaktních ploch spojky
d_3	[mm]	Průměr jádra závitu šroubu
d_p	[mm]	Průměr pístu lineárního hydromotoru
E_k	[N/mm ²]	Modul objemové pružnosti kapalin
E_{ks}	[N/mm ²]	Skutečný modul objemové pružnosti kapalin
E_{k_olej}	[N/mm ²]	Modul objemové pružnosti hydraulického oleje
F_N	[N]	Výsledná svěrná síla
F	[N]	Maximální síla lineárního hydromotoru
f	[1]	Součinitel tření
h	[mm]	Zdvih screw pump 1221.16
i	[1]	Počet šroubů přírubové spojky
k_T	[1]	Bezpečnost přenosu krouticího momentu
L	[h]	Životnost kuličkové tyče
M_{k_lim}	[N.m]	Maximální dovolený moment servomotoru
M_{k_motor}	[N.m]	Maximální dovolený krouticí moment motoru
M_n	[N.m]	Jmenovitý moment servomotoru
M_T	[N.m]	Třecí moment přírubové spojky
n	[1]	Poissonova konstanta
n_{motoru}	[min ⁻¹]	Výpočtové střední otáčky motoru mech. zpevnění
n_n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky servomotoru
n_{upnuti}	[1]	Počet otáček screw pump na zdvih
P	[mm]	Stoupání nastavovacího šroubu

p	[Pa]	Tlak ve směsi olej-vzduch
p_H	[bar]	Maximální tlak hydrogenerátoru
P_n	[W]	Jmenovitý výkon servomotoru
p_o	[Pa]	Atmosférický tlak
Q	[l/min]	Maximální průtok hydrogenerátoru
$R_{p0,2}$	[N/mm ²]	Smluvní mez kluzu
R_s	[mm]	Střední poloměr kontaktních ploch spojky
S_0	[1]	Statická bezpečnost kuličkové tyče v krutu
t_{upnuti}	[s]	Čas upnutí screw pump
V	[m ³]	Objem stlačované kapaliny
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost proudění kapaliny
V_0	[cm ³]	Objem hydraulické kapaliny v obvodu
V_g	[cm ³]	Geometrický objem hydrogenerátoru
v_H	[m.min ⁻¹]	Rychlost vysouvání hydromotoru
V_{vz}	[m ³]	Objem vzduchu při atmosférickém tlaku
β	[Pa ⁻¹]	Součinitel objemové stlačitelnosti kapalin
Δp	[Pa]	Změna tlaku
ΔV	[ml]	Změna objemu
η_m	[1]	Mechanická účinnost hydrogenerátoru
η_v	[1]	Objemová účinnost hydrogenerátoru
σ_v	[N/mm ²]	Montážní předpětí šroubového spoje

Obsah

Úvod.....	12
Cíl práce	13
1 Současný stav polohovací jednotky	14
2 Zpevnění polohy pístnic lineárních hydromotorů	15
2.1 Upnutí pístnice přivedením energie.....	15
2.2 Uvolnění pístnice přivedením energie	17
2.3 Shrnutí kapitoly.....	19
3 Miniaturizace hydraulického agregátu	20
3.1 Hydrogenerátory	20
3.1.1 Nízkotlaké hydrogenerátory	20
3.1.2 Vysokotlaké hydrogenerátory	21
3.2 Multiplikace tlaku	22
3.2.1 Multiplikátory miniBOOSTER	23
3.3 Zařízení s konstantním objemem hydraulického média	28
3.3.1 Šroubový píst.....	29
3.3.2 Hydraulická expanzní technologie	30
3.3.3 Mechanismus elektrické parkovací brzdy	33
3.4 Objemová stlačitelnost kapalin.....	35
3.5 Shrnutí kapitoly.....	39
4 Mechanismus lineárního zdvihu	40
4.1 Elektro-mechanický aktuátor	40
4.2 Elektro-hydraulický aktuátor	42
4.2.1 Uzavřený hydraulický obvod	43
4.2.2 Výrobci elektro-hydraulických aktuátorů.....	45
4.3 Shrnutí kapitoly.....	47



5	Varianty řešení mechanismu nezávislého zpevnění.....	48
5.1	Varianta 1.....	48
5.2	Varianta 2.....	49
5.3	Varianta 3.....	50
5.3.1	Varianta 3a.....	50
5.3.2	Varianta 3b	51
5.3.3	Varianta 3c.....	52
5.4	Výběr vhodné varianty.....	53
6	Rozpracování vybrané varianty mechanismu nezávislého zpevnění	55
6.1	Řídící algoritmus.....	61
6.2	Návrh pohonu	63
6.3	Kontrola kuličkové tyče.....	66
6.4	Kontrola přírubové spojky	67
7	Návrh navýšení únosnosti polohovací jednotky	69
7.1	Návrh 1 – Systém hydraulického nadlehčování	69
7.2	Návrh 2 – Elektro-hydraulický aktuátor	72
7.3	Návrh experimentálního zařízení.....	73
7.4	Výroba a montáž.....	77
7.5	Řízení.....	79
7.6	Přesnost a opakovatelnost v polohování.....	81
8	Závěr	86
	Seznam použité literatury.....	88
	Seznam obrázků	92
	Seznam tabulek	94
	Seznam použitého softwaru	94
	Seznam příloh.....	94

Úvod

Požadavky na snižování výrobních časů se objevují ve všech oblastech výrobních strojů. Tento trend se odrazil také v požadavcích při výrobě na obráběcích strojích. Z pohledu strojíren, které provozují těžké obráběcí stroje, je tento požadavek mimo jiné realizován pomocí zkracování ustavovacích časů obrobků v pracovním prostoru stroje. Ustavování obrobků s hmotností v řádu stovek kilogramů se provádí pomocí speciální přípravků a vyrovnávacích plechů, kdy se jedná o časově náročnou činnost a výsledek ustavení je závislý na schopnostech operátora stroje. Tento aktuální stav reflektovalo Výzkumné centru pro strojírenskou výrobní techniku a technologii ve své činnosti a v rámci evropského projektu Intefix (*Collaborative Project FP7-609306 – Intelligent fixtures for the manufacturing of low rigidity components*) byl vyvinut automatický vyrovnávací systém sloužící pro vyrovnání obrobku v pracovním prostoru obráběcího stroje. Pro celkové vyrovnání obráběného dílce jsou použity polohovací jednotky v podobě vertikálních pohybových os, pomocí kterých je možné vyrovnat obrobek do požadované roviny. Ovládání celé sady zajišťuje speciální software, který pracuje s informacemi z řídicího systému stroje a pomocí informací z obrobkové sondy umožňuje analyzovat aktuální stav ustavení obrobku a pomocí pokynů pro polohovací jednotky realizuje požadované vyrovnání.

Koncept polohovací jednotky spolu s ovládacím softwarem byl testován a byla zhodnocena využitelnost zařízení ve výrobě. V tomto pohledu je vyžadován další vývoj systému automatického vyrovnání obrobku, a to především z pohledu polohovací jednotky. Hlavní nevýhodou současné polohovací jednotky je potřeba připojení k externímu hydraulickému agregátu. Tento požadavek má za následek fakt, že hydraulické hadice se vyskytují v pracovním prostoru obráběcího stroje, kdy tlak v hadicích se pohybuje na hodnotě až 500 bar. Hadice zároveň musí odolávat prostředí s odletujícími rozžhavenými třískami a pohybu obsluhy stroje. Aktuální stav polohovací jednotky je tudíž nevyhovující.

Dalším nedostatkem polohovací jednotky je aktuální únosnost, která je stanovena maximální možnou hmotností obrobku 500 kg. Aby byla širše využití systému vyrovnání větší, bylo by potřeba rozšířit aplikační pole i pro obrobky s hmotností až v řádu jednotek tun.

Vstupem do této práce jsou poznatky a konstrukční celky navržené v projektu Intefix, kdy motivací práce je navýšit užitnou hodnotu určitých částí systému.

Cíl práce

Z průběhu testování systému pro automatické vyrovnání obrobku plynou požadavky pro pokračující vývoj. Tato práce se zaměřuje na optimalizace polohovací jednotky použité pro fyzické provedení vyrovnání obrobku. Jedná se o optimalizace, které si kladou za cíl zjednodušit provoz jednotky z pohledu obsluhy a dále navrhnout úpravy jednotky, které povedou k navýšení aplikačního pole celého systému automatického vyrovnání obrobku.

Po nastavení jednotky do požadované polohy je jednotka zpevněna pomocí upínačů umístěných na lineárním vedení jednotky. Zpevnění je realizováno přívodem hydraulického média o tlaku 500 bar, takže každou polohovací jednotku je potřeba připojit pomocí vysokotlakých hadic k tomuto agregátu. Tento stav je bezpečnostně nevyhovující a vzhledem k mohutnosti hadic je uvedení polohovací jednotky do provozu z pohledu obsluhy náročné. Cílem práce je situaci vyřešit návrhem nezávislého systému hydraulického zpevnění pro aktuální koncept jednotky, který odstraní závislost na externím hydraulickém agregátu a bude implementovatelný s minimálními úpravami do zástavby jednotky. Jednotka tak bude vyžadovat připojení pouze k datovému a elektrickému vedení.

Aplikační pole systému automatického vyrovnání obrobku je v současné době omezeno parametry jednotky, a to především z pohledu únosnosti. Únosnost současného konceptu jednotky je dána maximální dovolenou hmotností obrobku 500 kg. Tento stav omezuje použití systému vyrovnání pro obrobky s vyšší hmotností, přestože se jedná o aplikaci, která představuje určitý potenciál. Pro tyto aplikace je potřeba navýšit únosnost jednotky. V práci bude navržen koncept navýšení únosnosti včetně experimentálního ověření na reálném zařízení.

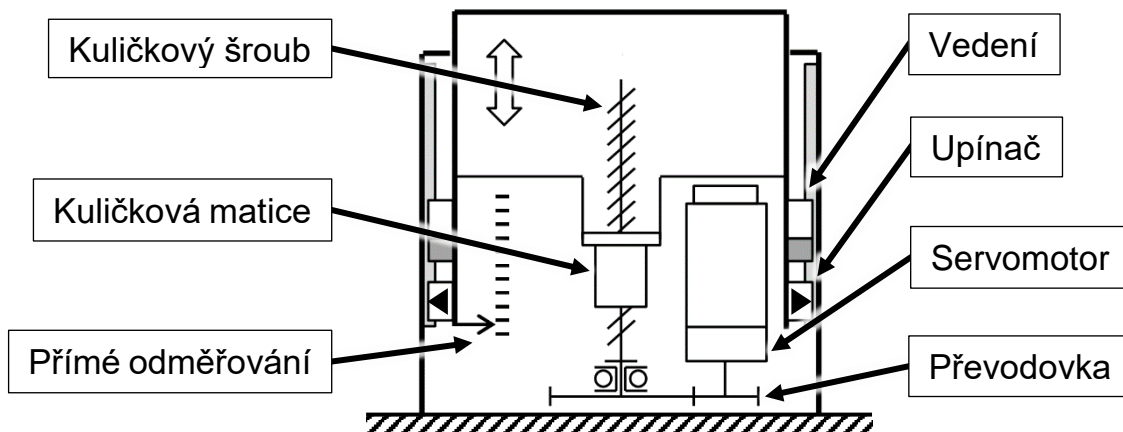
Rešerše si klade za úkol vytvořit přehled možnosti provedení zmíněných úprav, na základě kterých budou představeny varianty řešení mechanismu nezávislého hydraulického zpevnění. Bude vybrána optimální varianta a toto řešení bude implementováno do konstrukce aktuálního konceptu polohovací jednotky.

Dále bude proveden návrh konceptu navýšení kapacity polohovací jednotky. Vlastnosti navrženého konceptu budou testovány na experimentálním zařízení, které bude realizováno a zprovozněno. Díky tomuto zařízení bude možné testovat vlastnosti provedení návrhu na reálném konceptu.

Tato vylepšení mohou být dále využita k navržení nové konstrukce polohovací jednotky, která bude disponovat navýšenými užitečnými vlastnostmi.

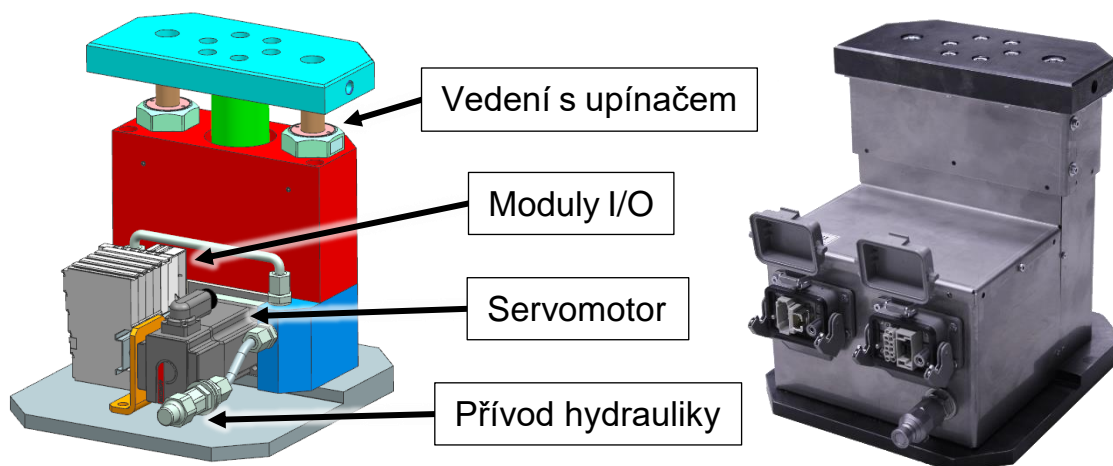
1 Současný stav polohovací jednotky

Schéma současného konceptu polohovací jednotky používané v systému automatického vyrovnání obrobku je zobrazeno na obr. 1. Polohovací jednotka je vertikální pohybovou osou s elektrickým servopohonem. Servopohon se skládá ze servomotoru, šnekové převodovky a kuličkového šroubu s maticí. Jednotka obsahuje cylindrické vedení s upínači pro potřeby zpevnění. Poloha je odměřována pomocí přímého odměřování. [1]



Obr. 1: Současný koncept polohovací jednotky (pozn. popisek vložen autorem) [1]

Jednotka je po dosažení žádané polohy zpevněna pro potřeby vytvoření tuhé podpory obrobku. K tomuto účelu obsahuje jednotka dvojici upínačů, které jsou součástí cylindrického lineárního vedení. Pro zpevnění je potřeba přivést z externího agregátu hydraulické médium o tlaku 500 bar. Pohled na konstrukci jednotky je zobrazen na obr. 2. [1]



Obr. 2: Konstrukce současného konceptu polohovací jednotky (pozn. popisek vložen autorem) [1]

2 Zpevnění polohy pístnic lineárních hydromotorů

Jedná se o téma, které souvisí se zpevňováním polohovací jednotky i navýšením únosnosti. Pro návrh mechanismu nezávislého zpevnění je potřeba zhodnotit současný koncept upínače v kontextu používaných principů, aby bylo možné stanovit správný přístup k řešení. Z pohledu navýšení únosnosti je potřeba analyzovat, jakými způsoby lze navýšit únosnost jednotky ve zpevněném stavu.

Pokud je lineární hydromotor používán pro polohování mezi krajními polohami s požadavkem na udržení nastavené polohy, je nevhodné, aby poloha vysunuté pístnice byla zajištěna pouze hydraulicky, například použitím hydraulického zámku. Hydraulická kapalina pod pístem s modulem pružnosti až 150krát nižším než ocel pak funguje jako pružina a při změně externího zatížení dochází k nežádoucímu pohybu pístnice. 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. Aretační prvky jsou zpravidla ocelové, a tudíž disponují modulem pružnosti 150krát vyšším než hydraulická kapalina. Tímto způsobem je možné udržet nastavenou polohu vysunutého hydromotoru i v případě proměnlivého vnějšího zatížení.

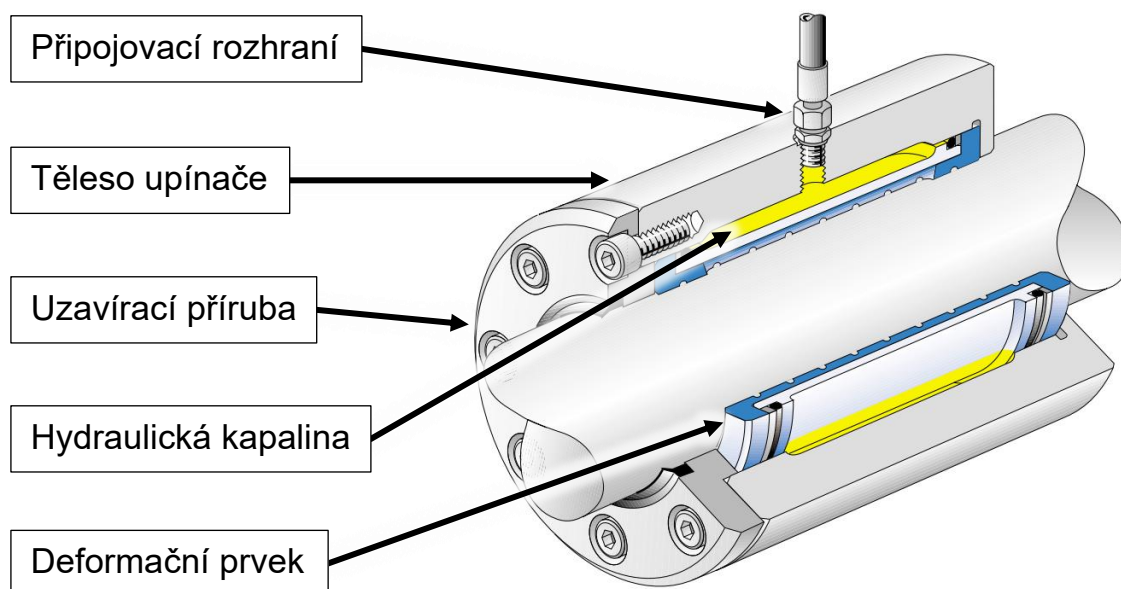
Existují dvě základní myšlenky, jak lze k aretaci pístnice lineárního hydromotoru přistoupit. Prvním způsobem je aretace, která se uvolňuje přivedením energie a v normálním stavu je pístnice upnuta. Druhým způsobem je aretace, při které dojde ke zpevnění pístnice přivedením energie a v normálním stavu pístnice upnuta není. Vlastnosti a detailnější popis jednotlivých přístupů je uveden v následujících kapitolách.

2.1 Upnutí pístnice přivedením energie

Tento princip zpevňování pístnice je založen na přivedení tlaku hydraulické kapaliny a použití deformačního prvku, který obepíná pístnici. Jedná se o pouzdro, které se v neaktivním stavu volně posouvá po pístnici. Neaktivním stavem je stav bez přivedeného tlakového média. Po přivedení tlakového média na vnější průměr pouzdra dojde k vyvození deformace pouzdra a k jeho upnutí na pístnici. Přes takto upnuté pouzdro, které je součástí upínače připojeného k rámu, je možné přenášet axiální sílu či kroutící moment přímo do rámu [2].

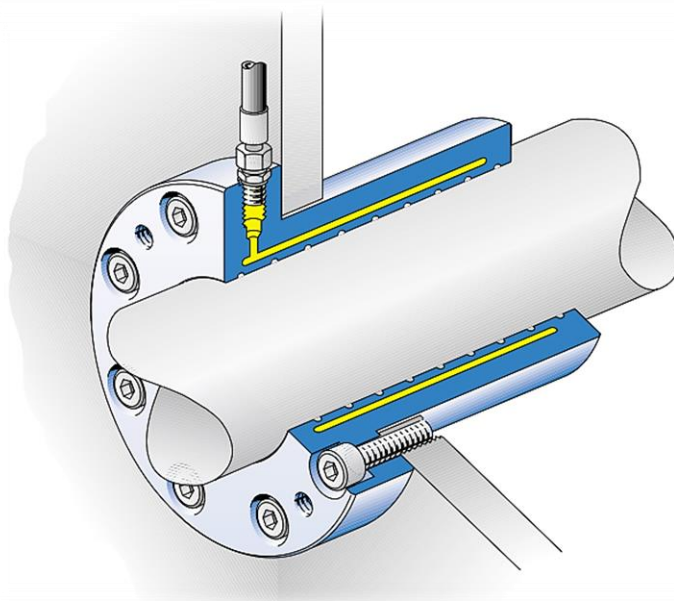
Aretační zařízení tohoto typu dodává společnost ETP Transmission. Pod obchodním označením ETP-OCTOPUS nabízí upínací zařízení, které slouží k upínání válcových profilů a je využitelné i pro aplikaci upnutí pístnice lineárních hydromotorů. Dodává se buď jen jako samostatný deformační prvek v podobě upínacího pouzdra nebo v kompaktní variantě s již implementovaným upínacím pouzdem v tělese upínače. [2]

Varianta dodání pouze upínacího pouzdra umožňuje implementovat upínač do potřebné zástavby stroje. Příklad upínacího zařízení s již uloženým deformačním prvkem je zobrazen na obr. 3. Pouzdro je tvořeno bronzovou slitinou pro dobré kluzné vlastnosti v neaktivním stavu. Vnitřní průměr pouzdra je doplněn spirálovými drážkami pro dosažení stejnoměrného tření. Pouzdro je vloženo do tělesa upínače a zajištěno pomocí uzavírací příruby. Pomocí přípojovacího rozhraní se upínač připojí na hydraulický agregát, který dokáže dodat potřebný tlak pro upnutí. Doporučený maximální tlak je 450 bar, ale lze upínat v rozsahu tlaků 0-450 bar, kdy s rostoucím tlakem se zvyšuje dovolená axiální síla. Nárůst síly lze uvažovat jako lineární. V nabídce jsou dvě možnosti – deformační prvek spojený s přírubou připravený pro přenos krouticího momentu nebo jen samotný deformační prvek bez příruby, který dokáže přenášet pouze axiální sílu. Na zmíněném obrázku je zobrazen deformační prvek pro přenos axiální síly. [2]



Obr. 3: Uložení deformačního prvku v tělese upínače (pozn. popisek vložen autorem) [2]

Navýšení únosnosti jednotky je v limitním případě požadováno až na hodnotu 4 000 kg, čemuž přibližně odpovídá zátěžná síla 40 kN. Pro základní porovnání parametrů jednotlivých principů upínačů bude sledována únosnost pro tuto sílu s tím, že ve výsledné návrhu je potřeba únosnost upínače vzhledem k maximální hmotnosti obrobku proporcionalně navýšit pomocí koeficientu bezpečnosti. Při upínání tlakem 450 bar je maximální dovolená axiální síla pro průchozí průměr 40 mm dána hodnotou 43 kN. Při upínání tímto tlakem je výrobcem zaručena životnost 100 000 cyklů upnutí a uvolnění. Životnost je limitována únavou materiálu deformačního členu. Při upínání nižším tlakem se životnost upínače zvyšuje. [2]



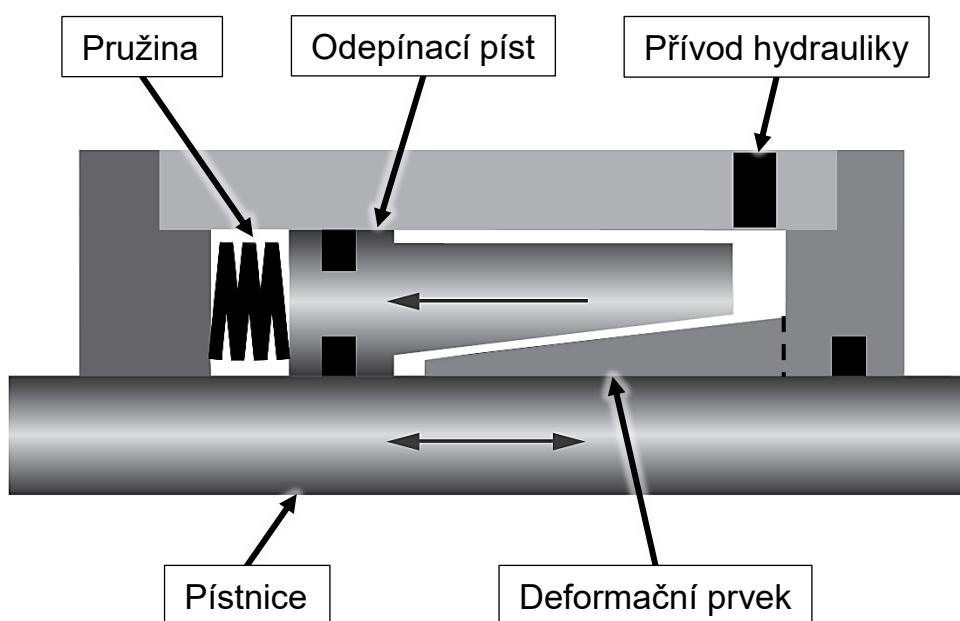
Obr. 4: Kompaktní upínač ETP OCTOPUS [2]

Kompaktní varianta s již implementovaným upínacím pouzdrům v tělese upínače je zobrazena na obr. 4. V tomto uspořádání, kdy je pouzdro součástí tělesa upínače a je tak přímo spojeno s přírubou, může upínač přenášet i zatížení krouticím momentem. Při stejném průchozím průměru je ale maximální dovolená axiální síla nižší než ve variantě se samostatným deformačním prvkem. [2]

2.2 Uvolnění pístnice přivedením energie

Další 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.

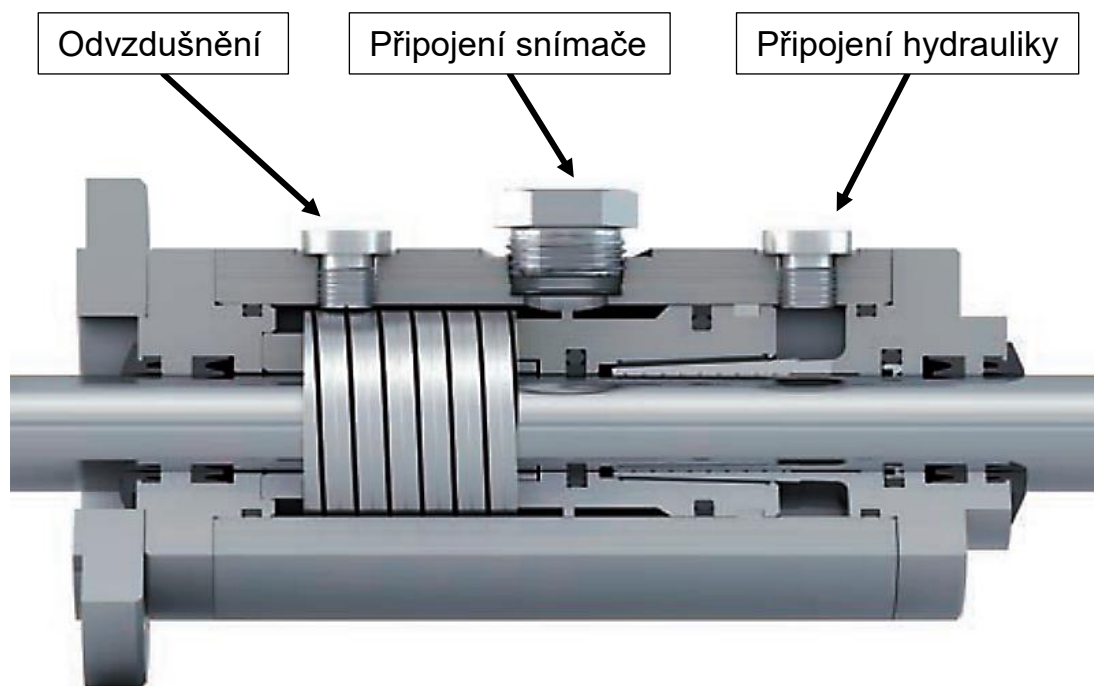
Upínač nabízí firma Hänchen s patentovanou technologií Ratio-clamp®. Princip funkce upínače je uveden na obr. 5. Upínač je zobrazen v odepnutém stavu. Deformačním prvkem je pouzdro s kuželovou plochou na vnějším plášti. Odepínací píst je spojen s další kuželovou plochou na jedné straně a na druhé straně s tlačnou pružinou, která zajišťuje dosednutí obou kuželových ploch na sebe a vytvoření kuželového spoje, který vyvodí deformaci deformačního prvku a zajistí upnutí na pístnici. 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 oddálí a deformační prvek odlehne od pístnice, která se může začít pohybovat. [3]



Obr. 5: Princip funkce upínače s technologií Ratio-clamp® (pozn. popisek vložen autorem) [3]

Pro porovnání s typem upínače uvedeným v kapitole 2.1 je zde uvedena varianta pro upínání pístnice také o průměru 40 mm. Maximální možná axiální síla je dána hodnotou 50 kN. Odepínací tlak je ale v této variantě značně nižší, jelikož není primárním zdrojem upínací síly. Ta je vytvořena pomocí pružiny a kuželového spoje. Tlak hydraulického média pro uvolnění upínače je požadován v rozmezí 80-160 bar. [3]

Tento typ upínače často slouží jako bezpečnostní prvek pro havarijní situace. Proto je jeho typickou vlastností robustnost konstrukce. Konstruktivní řešení upínače je zobrazeno na obr. 6. Součástí konstrukce tělesa upínače je připojení pro snímač, které indikuje upnutý či uvolněný stav. Hmotnost uvedené specifikace je 30 kg. Dovolенý počet cyklů uváděný výrobcem je až 2 000 000. [3]



Obr. 6: Konstruktivní řešení upínače Ratio-clamp® (pozn. popisek vložen autorem) [3]

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 tab. 1 jsou shrnuty a porovnány vlastnosti diskutovaných typů upínačů.

Vlastnost upínače \ Typ upínače	Tlakem upnout	Tlakem odepnout
Tlak pro upnutí	0-450 bar	0 bar
Tlak pro uvolnění	0 bar	80-160 bar
Cena upínače pro pístnici $\varnothing 40$	2 000 Kč	35 000 Kč
Hmotnost upínače pro pístnici $\varnothing 40$	1 kg	30 kg
Uvolnění při výpadku tlaku	Ano	Ne
Spotřeba energie v upnutém stavu	Ano	Ne
Únosnost při max. tlaku pro pístnici $\varnothing 40$	43 kN	50 kN
Minimální životnost	100 000 cyklů	2 000 000 cyklů

Tab. 1: Porovnání dvou typů upínačů pístnic lineárních hydromotorů

3 Miniaturizace hydraulického agregátu

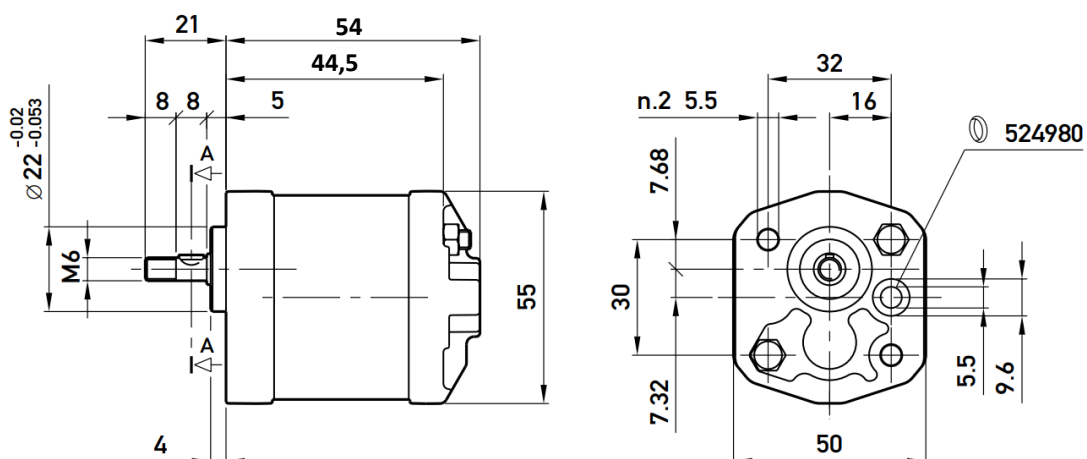
Jedním z požadavků na úpravu polohovací jednotky je implementace funkce hydraulického agregátu do zástavby polohovací jednotky. S tímto krokem souvisí miniaturizace hydraulického agregátu. V této kapitole je uveden přehled možností miniaturizace vybraných prvků hydraulického obvodu a jejich vlastností.

3.1 Hydrogenerátory

Jedním z hlavních prvků hydraulického agregátu je hydrogenerátor. Pro představu o možnostech miniaturizace hydrogenerátoru je zde uveden přehled možných variant, které jsou rozděleny do dvou skupin: nízkotlaké hydrogenerátory a vysokotlaké hydrogenerátory.

3.1.1 Nízkotlaké hydrogenerátory

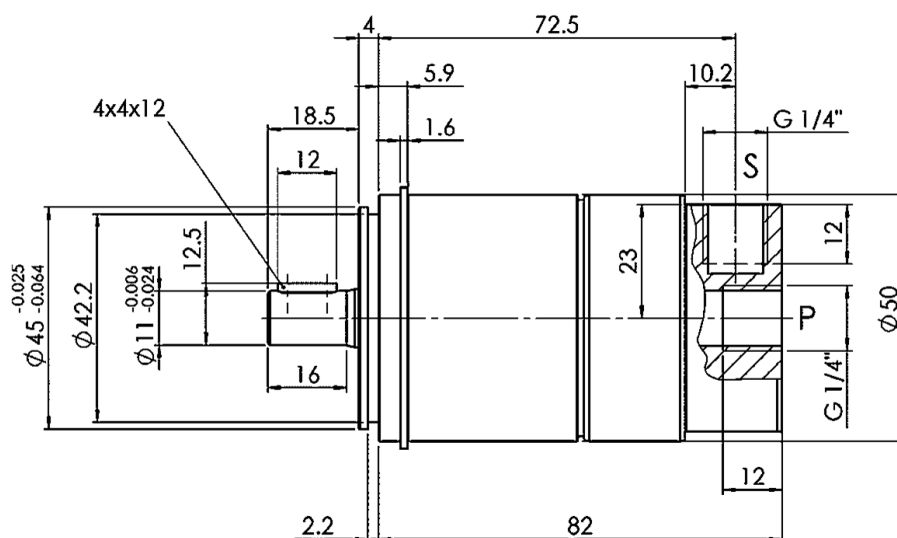
Oblast nízkotlakých hydrogenerátorů je reprezentována zubovým hydrogenerátorem s vnějším ozubením. Společnost Marzocchi Pompe nabízí tento typ hydrogenerátorů od geometrického objemu $0,19 \text{ cm}^3/\text{ot}$. Rozměry hydrogenerátoru jsou zobrazeny na obr. 7. Hydrogenerátor dokáže dodávat jmenovitý tlak 190 bar, maximální tlak je stanoven na hodnotě 210 bar. Minimální doporučené otáčky připojeného motoru jsou $1\,500 \text{ min}^{-1}$ a maximální $3\,000 \text{ min}^{-1}$. [4]



Obr. 7: Zubový hydrogenerátor Marzocchi Pompe UK 0,25 D 18 [4]

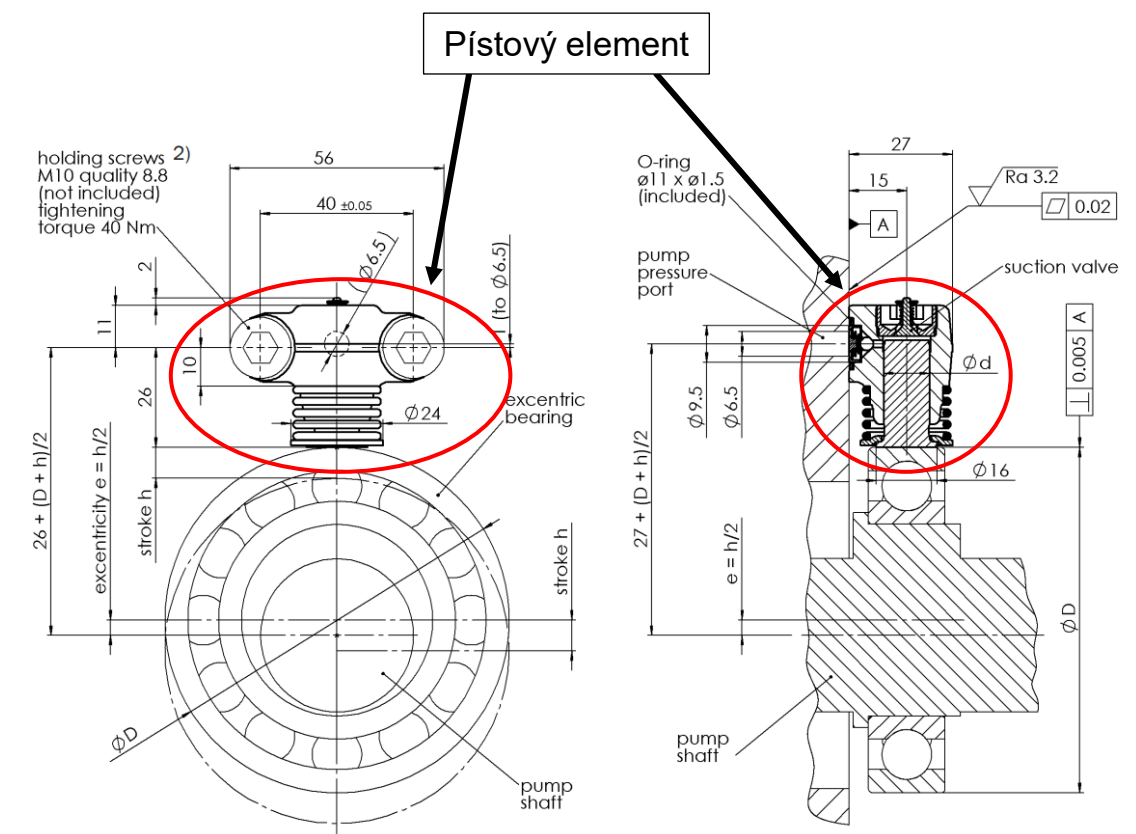
3.1.2 Vysokotlaké hydrogenerátory

Vysokotlaké hydrogenerátory jsou reprezentovány pístovým čerpadlem, které nabízí firma Bieri Hydraulik. Nejmenší typ hydrogenerátoru má označení AKP 130 a hmotnost 0,9 kg. Jeho rozměry jsou zobrazeny na obr. 8. Geometrický objem je $0,1 \text{ cm}^3/\text{ot}$ s maximálním dosažitelným tlakem 500 bar. Otáčky připojeného motoru se smí pohybovat v rozmezí $100 - 5\,000 \text{ min}^{-1}$. [5]



Obr. 8: Pístový hydrogenerátor Bieri Hydraulik AKP 130 [5]

Pro potřeby individuálního řešení nabízí firma Bieri pístové elementy, z nichž je možné sestavit radiální pístový hydrogenerátor s žádanými parametry. K dostání jsou v šesti velikostech, kdy nejmenší typ s označením PEH 05 disponuje geometrickým objemem $0,16 \text{ cm}^3/\text{zdvih}$ a dosahuje maximálního tlaku 1 000 bar. Pístové elementy je potřeba napojit na hřídel s vačkou, která zajišťuje transformaci rotačního pohybu na translační. Příklad tohoto uspořádání je zobrazen na obr. 9. Excentricita vačky je dána hodnotou poloviny zdvihu daného typu pístového elementu. Maximální otáčky vačkové hřídele nesmí překročit hodnotu $2\,000 \text{ min}^{-1}$. [6]



Obr. 9: Příklad použití pístového elementu Bieri PEH 05 (pozn. popisek vložen autorem) [6]

3.2 Multiplikace tlaku

Jedním ze způsobů, jak dosáhnout vysokého tlaku na výstupu z hydraulického obvodu při současném použití nízkotlakého zdroje, je vložení multiplikátoru. Multiplikátor je tekutinové zařízení, které umožňuje navýšení výstupního tlaku, který je pak vyšší než vstupní. Zvýšení tlaku na výstupu je realizováno na úkor snížení průtoku. Multiplikátor se skládá z tlakového převodníku a ovládacího obvodu, který umožňuje kontinuální činnost multiplikátoru. Tlakový převodník je v podstatě dvojčinný lineární hydromotor, který je potřeba střídavě vysouvat a zasouvat, protože tlak se multiplikuje jen při jednom ze zdvihů. Druhý zdvih je pomocný.

Multiplikátor (označovaný také jako tlakový převodník, 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 výstupním a vstupním 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. Výstupní tlak je ovládán tlakem vstupním a platí mezi nimi přímá úměra. [7]

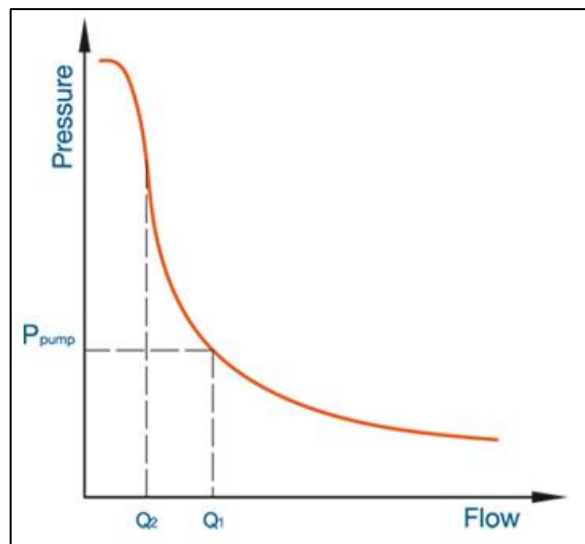
Hlavním prvkem multiplikátoru, který je vnímán jako komplexní zařízení, je dvojčinný hydromotor, který se skládá z pístnice a dvojice pístů. Pístnice má na svých koncích písty, jejichž průměry jsou rozdílné. Pokud působí tlak kapaliny na straně většího pístu, vyvolá přes plochu pístu sílu, která je distribuovaná pístnicí na stranu menšího pístu, kde je pomocí plochy pístu převedena zpět na tlak kapaliny. Výstupní tlak pak může dosahovat větších hodnot než vstupní.

Kontinuální dodávky vysokotlakého média při použití jednočinného multiplikátoru se dociluje skrze oscilační pohyb pístu. Píst multiplikátoru je ovládán kaskádou ventilů, které způsobují kmitání pístu mezi krajními polohami až s frekvencí 20 Hz. [8]

3.2.1 Multiplikátory miniBOOSTER

Společnost miniBOOSTER je výrobcem oscilačních tlakových multiplikátorů. Nabízí široký sortiment multiplikátorů a jejich příslušenství pro aplikace v hydraulických systémech včetně mobilní hydrauliky.

Vstupní tlak multiplikátoru se musí pohybovat v rozmezí 20 bar – 200 bar. Multiplikační poměry se pohybují v rozmezí 1,2 až 25 dle velikosti multiplikátoru. To znamená, že při vstupním tlaku 200 bar dokáže nejvyšší řada multiplikátorů miniBOOSTER vytvořit tlak až 5 000 bar. Zvýšení výstupního tlaku oproti vstupnímu způsobí pokles průtoku. Pokles výstupního průtoku oproti vstupnímu je závislý na konkrétním typu multiplikátoru a daném multiplikačním poměru. Obecný průběh závislosti výstupního tlaku na průtoku je vidět na obr. 10. Pokud je na výstupu z multiplikátoru vyžadován tlak, který dokáže vytvořit jen hydrogenerátor, je průtok multiplikátorem roven Q_1 . Při nárůstu tlaku na straně výstupu z multiplikátoru dojde k navýšení tlaku nad tlak P_{pump} , ale na úkor snížení výstupního průtoku na hodnotu Q_2 . [9]

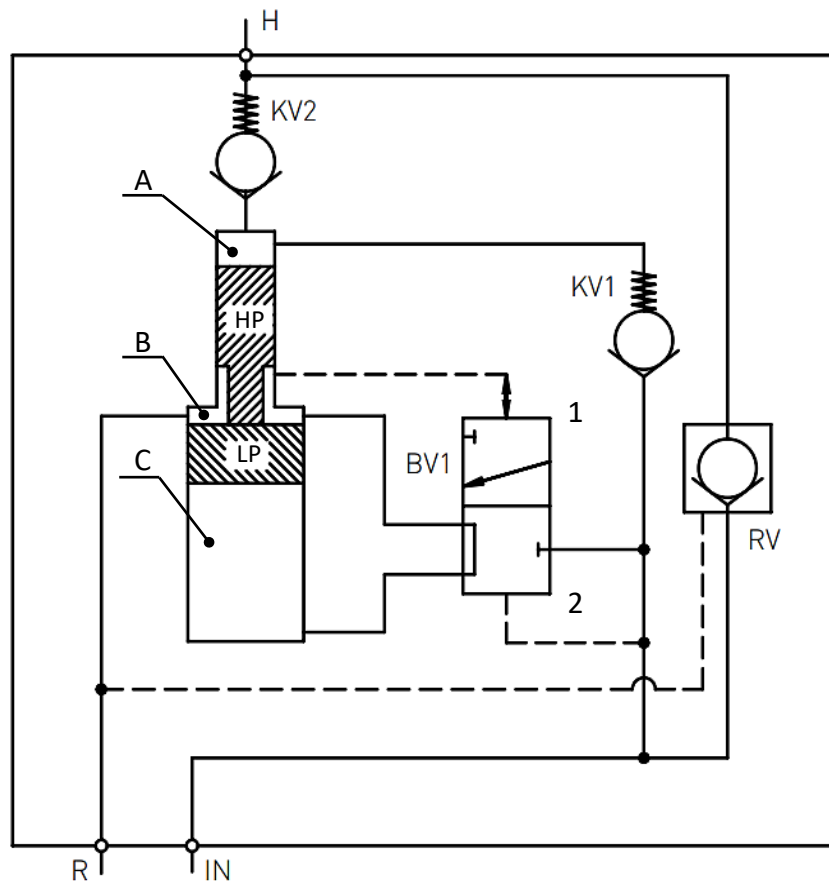


Obr. 10: Závislost výstupního průtoku multiplikátoru na výstupním tlaku [9]

Funkční schéma multiplikátoru je zobrazeno na obr. 11. Jedná se o oscilační multiplikátor, který je schopný dodávat na svém výstupu konstantní průtok hydraulického média. Pod pojmem multiplikátor lze na trhu najít komplexní multiplikační jednotku, která se skládá z multiplikačního lineárního hydromotoru, ten obsahuje vysokotlaký píst (HP) a nízkotlaký píst (LP), bistabilního rozvaděče s dominantním signálem a dvojice jednosměrných ventilů a případně z jednosměrného ventilu s řízeným otevíráním. Připojení multiplikátoru do obvodu je pomocí rozhraní IN a R. Výstupem je port H, který je připojený na akční člen. [10]

Funkce multiplikátoru zahrnuje dva módy. První mód je pro potřeby rychloposuvu akčního členu, kdy tlak potřebný na výstupu je menší než tlak dosažitelný samotným hydrogenerátorem. Hydraulické médium pak prochází skrz jednosměrný řízený ventil RV a průtok média na výstupu z jednotky je totožný s dodávaným průtokem hydrogenerátoru na vstupu IN. Bistabilní rozvaděč zůstává v poloze 2, protože ovládací signál je spojen s tlakem v nádrži přes prostor multiplikátoru B. Jakmile je na výstupu potřeba tlak vyšší, než je schopný dodat hydrogenerátor, je uveden do provozu multiplikátor a nastává mód 2. V první fázi je médium dodáváno do prostoru multiplikátoru A. Píst je tak rozpořhobován směrem dolů, dokud nedosáhne dolní úvratí. Tím je ovládací signál rozvaděče BV spojen s prostorem A nad vysokotlakým pístem HP. Tlak na obou řídicích větvích rozvaděče BV je tak teoreticky totožný, ale díky rozdílným plochám na obou stranách šoupátka rozvaděče BV dojde k přestavení ventilu do polohy 1. Médium je tak dodáváno do prostoru C a dochází k pohybu pístu do horní úvratí při současném otevřeném ventilu KV2 a zavřeném ventilu KV1. Na výstupu H je pak tlak vyšší než tlak

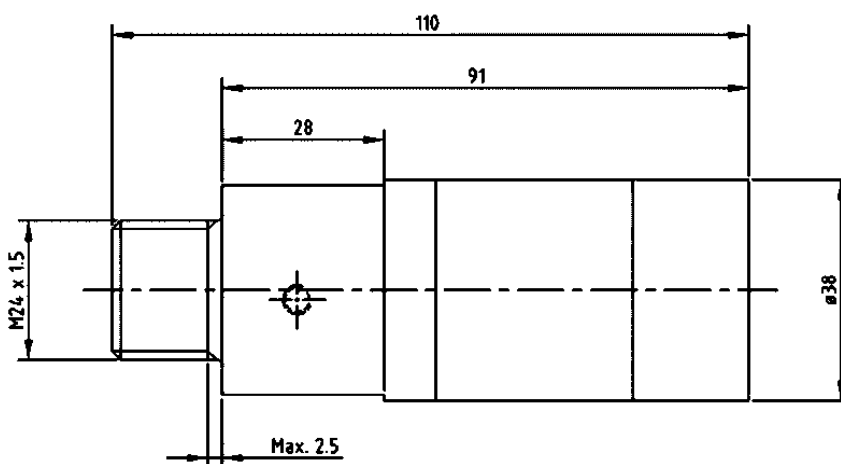
dodávaný hydrogenerátorem do prostoru C, a to o násobek, který je daný poměrem funkčních ploch pístu LP a HP. Jakmile dosáhne píst horní úvrati, dojde k propojení řídicího signálu rozvaděče BV skrze prostor B s nádrží a tím dojde k jeho přestavení do polohy 2. Přes ventil KV1 je médium dodáváno do prostoru A a píst se pohybuje směrem k dolní úvrati. Jakmile píst dosáhne dolní úvrati, dochází k přepnutí bistabilního rozvaděče BV do polohy 1 a děj se opakuje. [11]



Obr. 11: Funkční schéma oscilačního multiplikátoru [10]

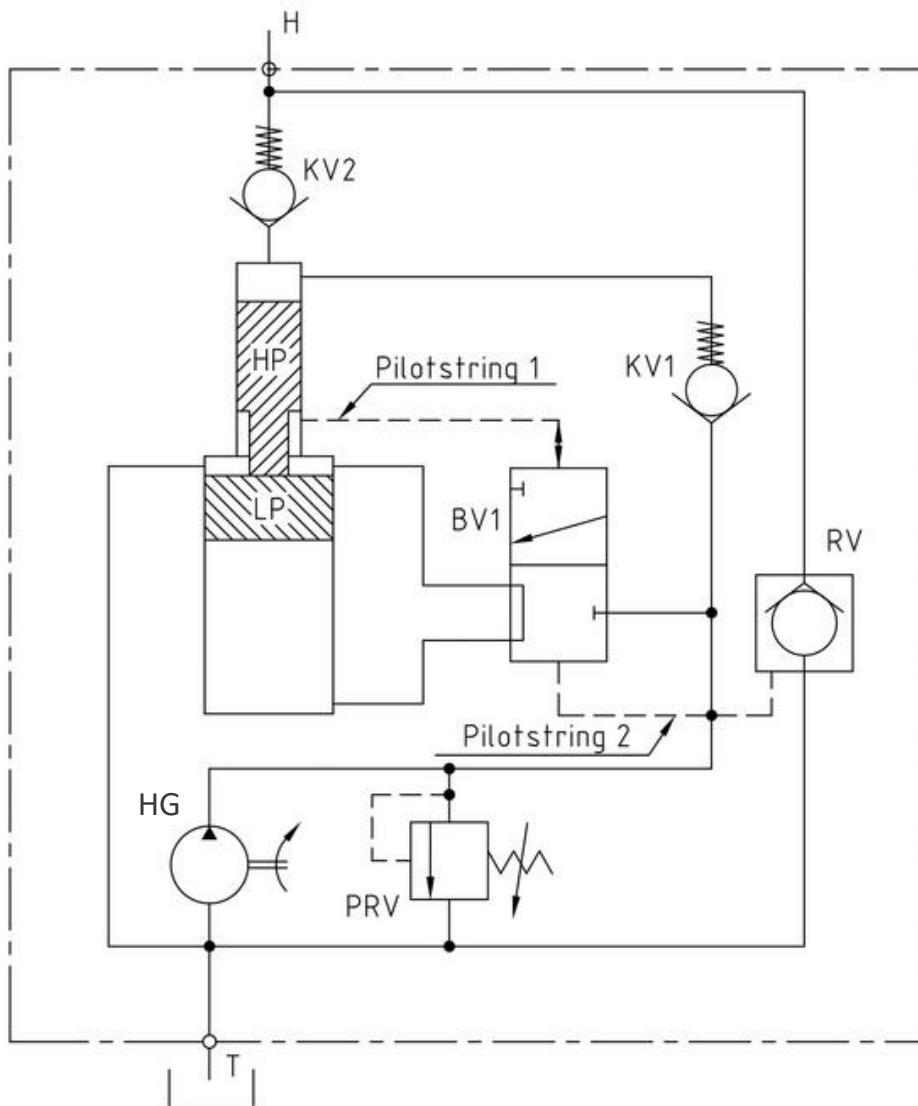
Snížení tlaku na výstupní větvi H je zajištěno pomocí řízeného jednosměrného ventilu RV. Pokud dojde k přestavení externě připojeného rozvaděče a je přiveden tlak na vstup R a zároveň je vstup IN sveden do nádrže, dojde pomocí řídicí větve jednosměrného ventilu s řízeným otevíráním k jeho otevření a tím ke snížení tlaku ve větvi H. [11]

Pro danou aplikaci je stěžejní minimalizace zástavbových rozměrů, proto je pohled na dostupné multiplikátory zúžen na nejmenší dostupné rozměrové řady. Rozměrově nejmenší multiplikátor nabízený společností miniBOOSTER je multiplikátor s označením HC1. Jeho zástavbové rozměry jsou zobrazeny na obr. 12. Je dostupný v dešti různých multiplikačních poměrech v rozmezí 1,2 až 7,5 a maximální výstupní tlak je stanoven na 800 bar. V dostupném technickém listě je vždy řešen maximální možný vstupní průtok, který je pro všechny multiplikační poměry stejný, a to 8 l/min. Po konzultaci s výrobcem ohledně minimálního možného průtoku pro správnou funkci multiplikátoru bylo výrobcem doporučeno, že vstupní hodnoty průtoku by neměly klesnout pod hodnotu 1 l/min. Při nižší hodnotě průtoku již není zaručena správná funkce multiplikátoru a je potřeba ověřit funkčnost na konkrétní aplikaci. [12]



Obr. 12: Zástavbové rozměry multiplikátoru miniBOOSTER HC1 [12]

Kompaktním řešením je multiplikační jednotka s označením HC2P. Funkční schéma je zobrazeno na obr. 13. Jedná se o sestavu multiplikátoru (multiplikační jednotky) typu HC2, zubového hydrogenerátoru a pojistného ventilu. Vstupem do jednotky je hydraulické médium z připojené nádrže a výstupem je médium s tlakem až 800 bar a daným průtokem, který závisí na otáčkách motoru a multiplikačním poměru. Multiplikační poměr je dostupný v deseti různých hodnotách, kdy minimální je 1,2 a maximální 13. Maximální průtok na výstupu je při multiplikačním poměru 1,2 dán hodnotou 0,12 l/min, při multiplikačním poměru 13 je průtok 0,06 l/min. Připojený hydrogenerátor je schopen dodávat tlak 40 bar. [13]

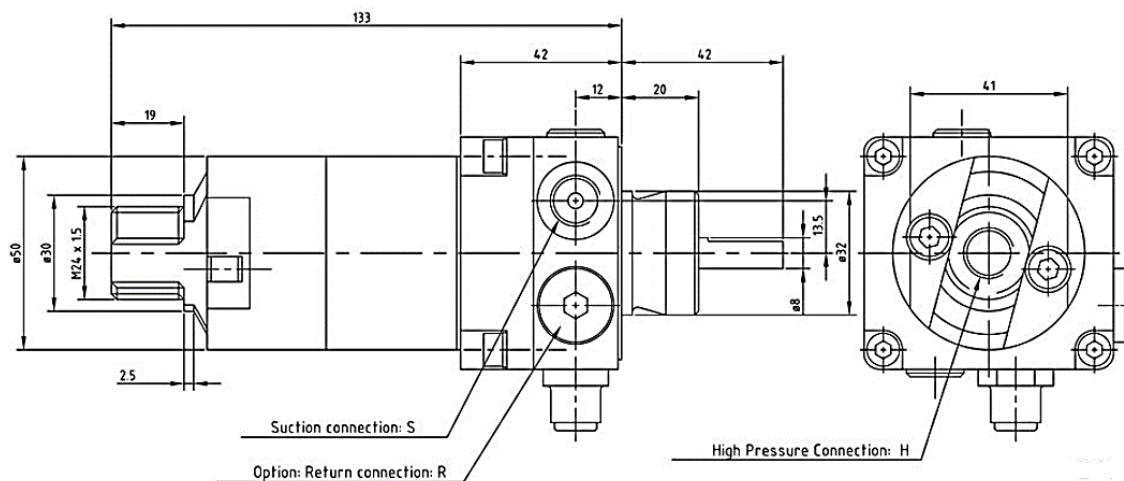


Obr. 13: Funkční schéma multiplikátoru miniBOOSTER HC2P [13]

Jednotka HC2P je připojena k nádrži s hydraulickým médiem skrze vstup T. Princip funkce je stejný jako u multiplikátoru, který byl popsán na začátku kapitoly 3.2.1. Rozdíl je v ovládní multiplikátoru, které vychází z použití jednosměrného ventilu s řízeným uzavíráním RV. Ventil RV zůstává uzavřený, pokud existuje tlak hydraulického média na jeho řídicí větvi. Konstrukce ventilu RV je uspořádána tak, že i při tlaku 40 bar v řídicí větvi, což je tlak nastavený na přepouštěcím ventilu PRV, a tlaku 800 bar na větvi H, zůstává ventil zavřený. Tato vlastnost je realizována pomocí vhodného poměru ploch řídicí a uzavírané větve. Jakmile hydrogenerátor přestane dodávat průtok a tlak daného média (otáčky připojeného motoru jsou nulové), dojde k otevření ventilu RV a snížení tlaku na výstupu H. Celá multiplikační jednotka je tak ovládána pouze otáčkami připojeného motoru, čímž je regulován tlak a průtok na výstupu H. [13]

Multiplikátor HC2P je vhodný i pro hydraulická zařízení, která jsou připojena pouze na elektrický akumulátorový pohon, jelikož příkon připojeného motoru je 87 W s maximálním záběrovým momentem 0,14 N.m. [13]

Rozměry multiplikátoru jsou zobrazeny na obr. 14. Obvykle nevyužívaným rozhraním v případě multiplikátoru HC2P je výstup R multiplikátoru, který je v případě potřeby možné využít.



Obr. 14: Rozměry multiplikátoru miniBOOSTER HC2P [13]

3.3 Zařízení s konstantním objemem hydraulického média

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

Tento systém se využívá v upínacích zařízeních a často pro upínače obráběcích nástrojů. Jedná se v principu o využití tlaku hydraulického média k přenosu upínací síly na předmět, který má být upnut. Celé hydraulické zařízení je tak přizpůsobeno podmínkám použití, kdy hlavním požadavkem je vytvoření vysokého tlaku média s minimálními zástavbovými rozměry. [14]

Jedná se o zařízení, kde je tlakován konstantní objem kapaliny, kterou je možno díky stlačitelnosti kapalin přes 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,

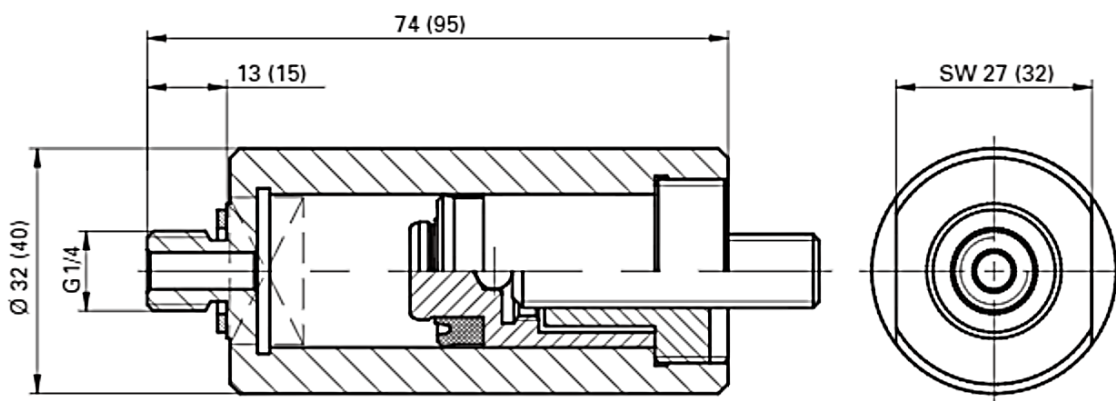
je často přímo součástí konstrukce daného upínače. Je tomu tak v případě hydraulických upínačů obráběcích nástrojů. Upínač obsahuje deformační prvek, který přímo upíná daný nástroj. Získaný tlak média působí na plochu deformačního prvku a vyvolá tak upínací sílu která je převedena na deformační energie a způsobí upnutí nástroje. Často je tato technologie výrobci upínačů označována jako hydraulická expanzní technologie

V následujících kapitolách jsou uvedeny příklady řešení takovýchto hydraulických zařízení pracujících s konstantním objemem hydraulického média.

3.3.1 Šroubový píst

Firma Kostyrka nabízí ve svém sortimentu pístové zařízení, které lze označit jako generátor tlaku. Jedná se o hydraulické zařízení, které je poháněno otáčením šroubu a požadovanou výstupní veličinou je dosažený tlak. Zařízení je v katalogu firmy označováno jako screw pump. [15]

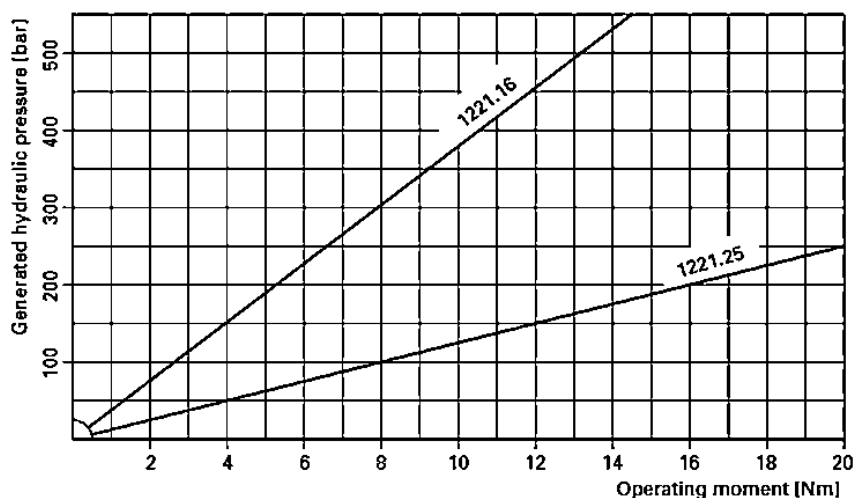
Výkres screw pump je zobrazen na obr. 15. Zařízení se skládá z pístu s pístovým těsněním, které doléhá na stěnu tělesa válce. Při rotaci nastavovacího šroubu dochází k vyvození axiální síly, která je pomocí tvrzené kuličky přenášena na píst a dochází ke stlačování kapaliny v pístové straně. Kulička umožňuje v idealizovaném případě bodový dotyk s nastavovacím šroubem, čímž se minimalizují ztráty třením, způsobené rotací šroubu a je zamezeno přenášení klopného momentu na píst. Pomocí závitu G 1/4 lze připojit screw pump k řešenému zařízení. [15]



Obr. 15: Konstrukce screw pump [15]

Závislost potřebného krouticího momentu působícího na šroub, který vyvozuje axiální sílu, respektive tlak, je lineární a odpovídá výpočtům šroubové dvojice. Graf této závislosti pro dva typy screw pump je zobrazen na obr. 16. Oba typy se liší pouze průměrem pístu, kdy typ 1221.16 je ten s menším průměrem pístu. Dle informací

výrobce potřebný krouticí moment pro vyvození tlaku značně závisí na podmínkách mazání závitové dvojice. Doporučené je mazivo na bázi MoS₂. [15]



Obr. 16: Graf závislosti generovaného hydraulického tlaku na krouticím momentu [15]

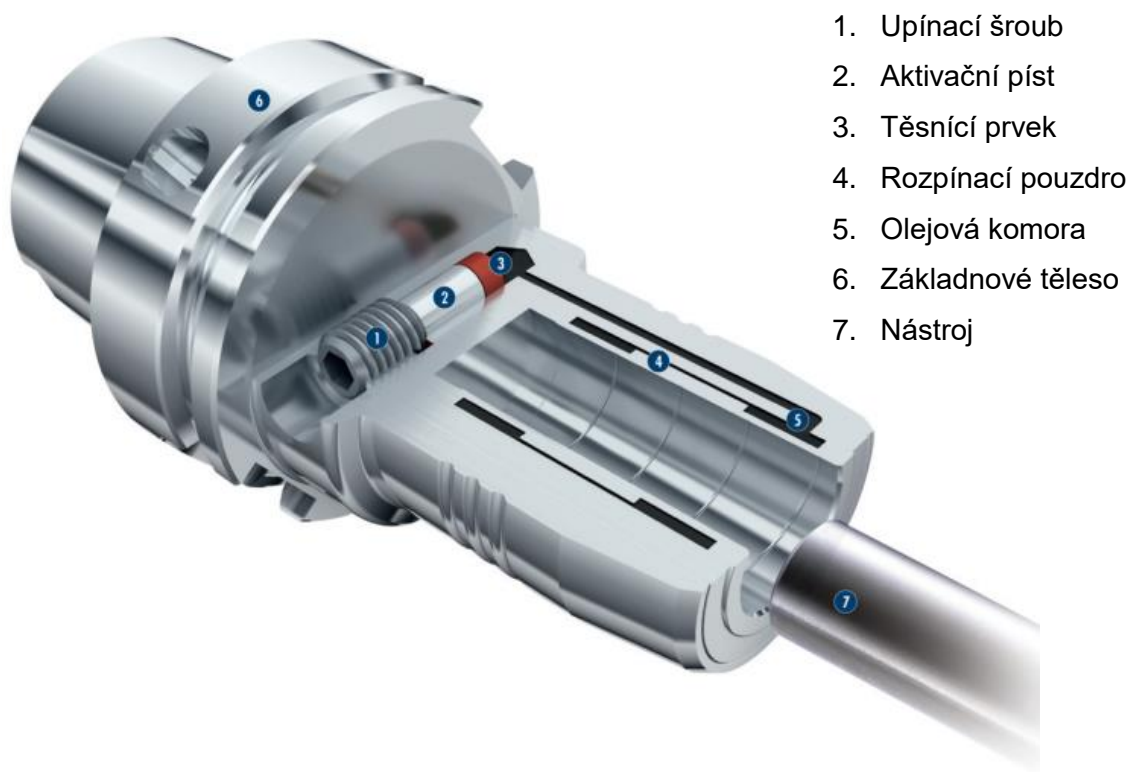
Dle informací výrobce je deklarována těsnost screw pump a lze nastavený tlak udržet i v delším časovém horizontu. V hydraulickém obvodu je doporučeno využít automatické doplňovací zařízení, které slouží jako rezervoár oleje pro možné objemové změny hydraulického média.

Screw pump se dodává buď v provedení zobrazeném na obr. 15, to znamená píst uložený ve válci, nebo je možné objednat pouze píst, kdy válec je pak součástí konkrétní konstrukce.

3.3.2 Hydraulická expanzní technologie

Pod tímto pojmem nabízí řada výrobců upínače, které pracují s konstantním objemem hydraulického média. V následujících odstavcích jsou představeny vybrané oblasti, kde se upínače s touto technologií využívají.

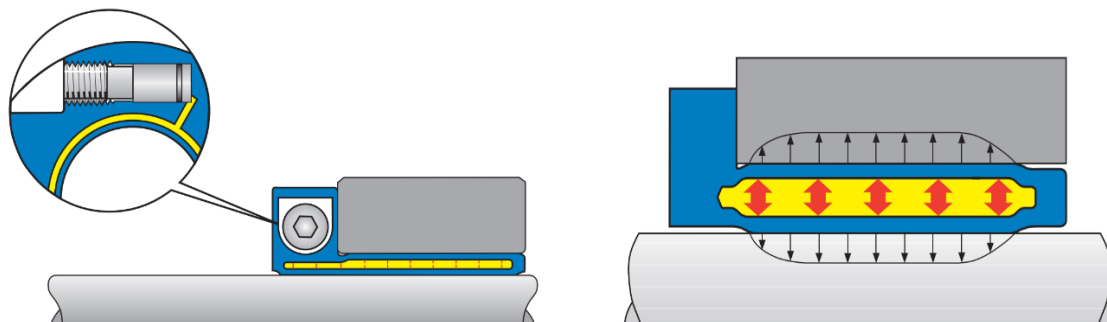
Častou aplikací hydraulické expanzní technologie je oblast upínačů nástrojů. Vnitřní uspořádání tohoto upínače od firmy Schunk je zobrazeno na obr. 17. Jedná se o hydraulický upínač typu Tendo pro upínání nástrojů s válcovou stopkou. Mechanickým prvkem pro natlakování média je stavěcí šroub, na který je navázán píst s pístním těsněním. Pohybem šroubu se vyvolá tlak v hydraulickém médiu a dojde k distribuci energie na deformační prvek, který absorbuje přivedenou energii v podobě deformační energie. Vložený nástroj je díky této deformaci obemknut a dojde k jeho upnutí. [16]



1. Upínací šroub
2. Aktivační píst
3. Těsnící prvek
4. Rozpínací pouzdro
5. Olejová komora
6. Základové těleso
7. Nástroj

Obr. 17: Upínač nástrojů Schunk Tendo [16]

Společnost ETP Transmission AB nabízí systémy s hydraulickou expanzní technologií ve standardní nabídce nejen pro oblast upínání nástrojů, ale i pro širší aplikace, například pro spojení náboje s hřídelem. Spojení je realizováno pomocí speciální spojovací vložky, která obsahuje vnitřní otvor pro nasunutí na hřídel a vnější průměr pro vložení do náboje. Funkce spojovací vložky je zobrazena na obr.18. Pomocí stavěcího šroubu je vnesen tlak do prostoru dutiny vložky, která na tlak reaguje deformací stěny vložky. Vzniklý spoj náboje s hřídelem je analogický k nalisovanému spoji s tím rozdílem, že při použití vložky je zajištěna rychlá a snadná demontovatelnost spoje, což je využitelné při montážních úpravách. [17]



Obr. 18: Princip funkce vložky pro spojení náboje s hřídelem, ETP Transmission AB [17]

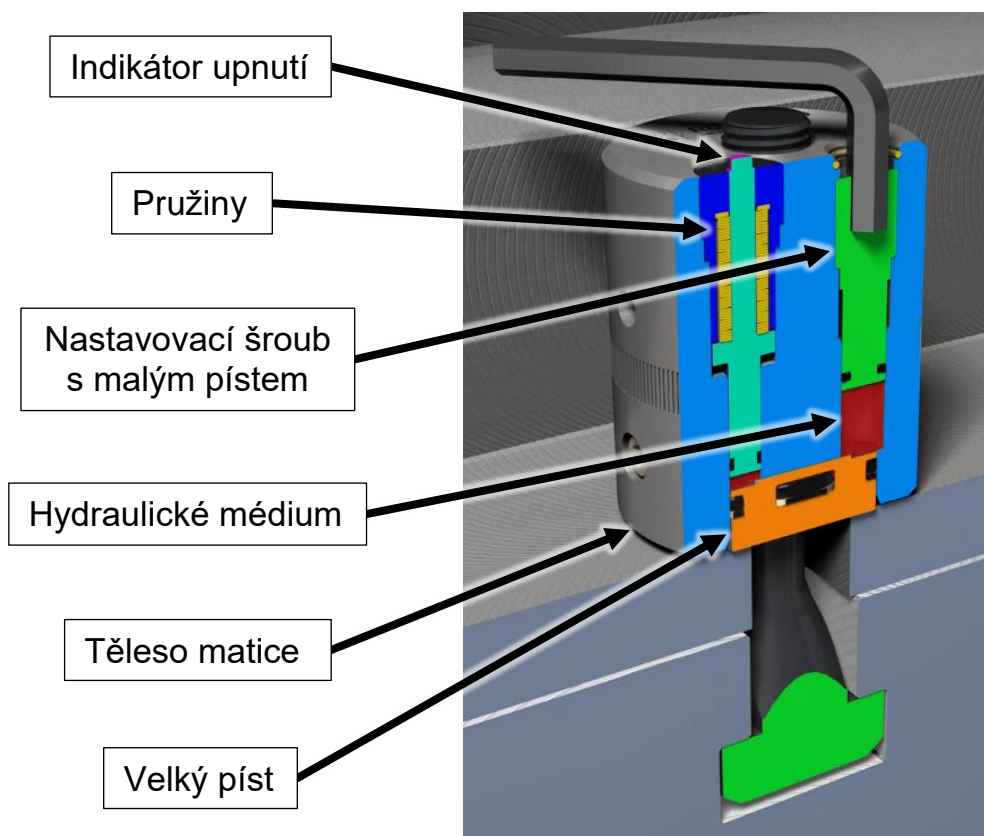
Společnost Roemheld nabízí aplikaci hydraulické expanzní technologie v rámci upínacích matic (v katalogu označeny jako *clamping nut*). Upínací matice se využívají zejména při technologii tváření, kdy je potřeba připevnit tvářecí nástroj na upínací plochu, která je zpravidla tvořena T drážkami. Pro upnutí je potřeba využít upínače, který umožní spolehlivé upnutí dostatečnou silou. Zároveň je požadavek na minimalizaci zástavbového rozměru upínače. [18]

Upínací matice využívají k vyvinutí upínací síly tlak hydraulického média, ale nevyžadují připojení k hydraulickému agregátu. Využívají tak konstantní objem hydraulického média.

Při upínání se do T drážky vloží určený šroub, na upínací desku se přiloží upínaný díl a na šroub se natočí upínací matice tak, aby došlo k dosednutí jednotlivých dílů šroubového spoje. Při tradičním přístupu by pak následovalo dotažení matice požadovaným utahovacím momentem pro vyvození potřebného předpětí. V případě upínací matice se konečné upnutí provede pomocí hydraulického převodníku, který je implementován v konstrukci upínací matice. Jde o zařízení, ve kterém se pomocí pístu s malým průměrem vytváří tlak o definovaném objemu kapaliny. Hydraulický tlak pak působí na plochu většího pístu, který tak dokáže vyvinout sílu odpovídající poměru ploch velkého a malého pístu. [18]

Konstrukce upínací matice je vidět na obr. 19. Upínací matice obsahuje velký a malý píst s meziprostorem, který je vyplněn hydraulickým médiem. Upínání je realizováno nastavovacím šroubem. Aby nebylo potřeba k upínání používat momentový klíč, obsahuje upínací matice indikátor upnutí. Jde v podstatě o jednočinný hydromotor, jehož součástí je tlačná pružina umístěná v pístnicovém prostoru. Pokud je dosaženo správného upínacího tlaku hydraulického média, dojde k vyrovnání sil na straně pístu se silou v pružině a dojde k vysunutí indikátoru. Tím je indikováno správné upnutí. [18]

Upínací matice se dodávají v šesti různých velikostech, kdy nejmenší upínací matice má rozměry: $\varnothing d = 47$ mm, délka $l = 54$ mm a při utahovacím momentu 9 N.m dosahuje upínací síly 15 kN. Největší upínací matice má rozměry: $\varnothing d = 112$ mm, délku $l = 90$ mm a při utahovacím momentu 40 N.m dosahuje upínací síly 150 kN. Maximální zdvih velkého pístu je vždy 2 mm. [18]

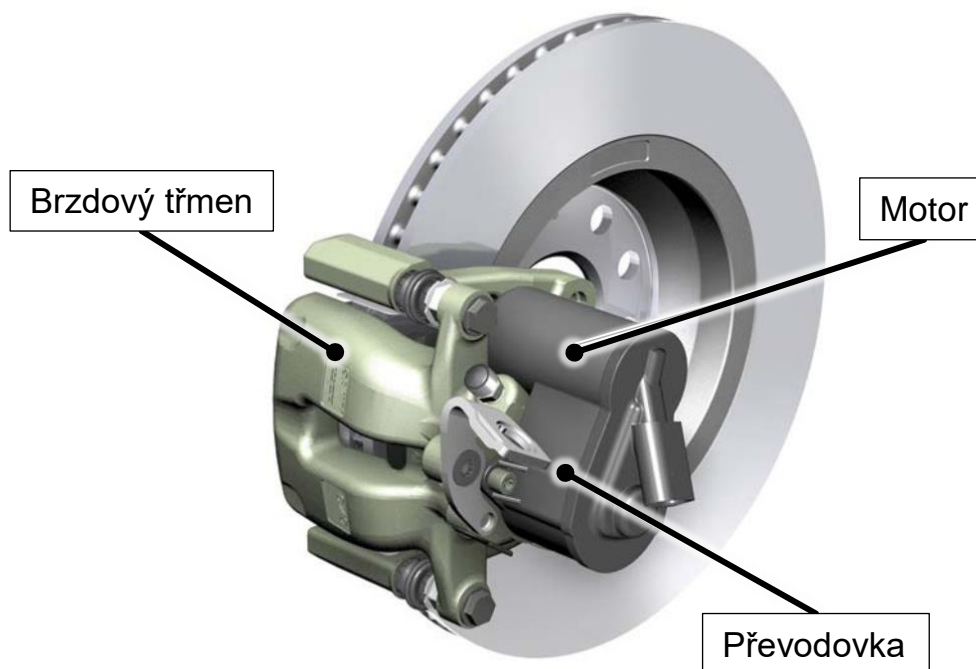


Obr. 19: Konstrukce upínací matice (pozn. popisek vložen autorem) [19]

3.3.3 Mechanismus elektrické parkovací brzdy

Oblastí, kde se využívá systému s konstantním objemem hydraulického média jsou brzdné systémy automobilů. V brzdném systému moderních automobilů existuje prvek, který slouží k analogické funkci, jaká je požadována od mechanismu nezávislého hydraulického zpevnění. Jedná se o mechanismus elektrické parkovací brzdy (EPB).

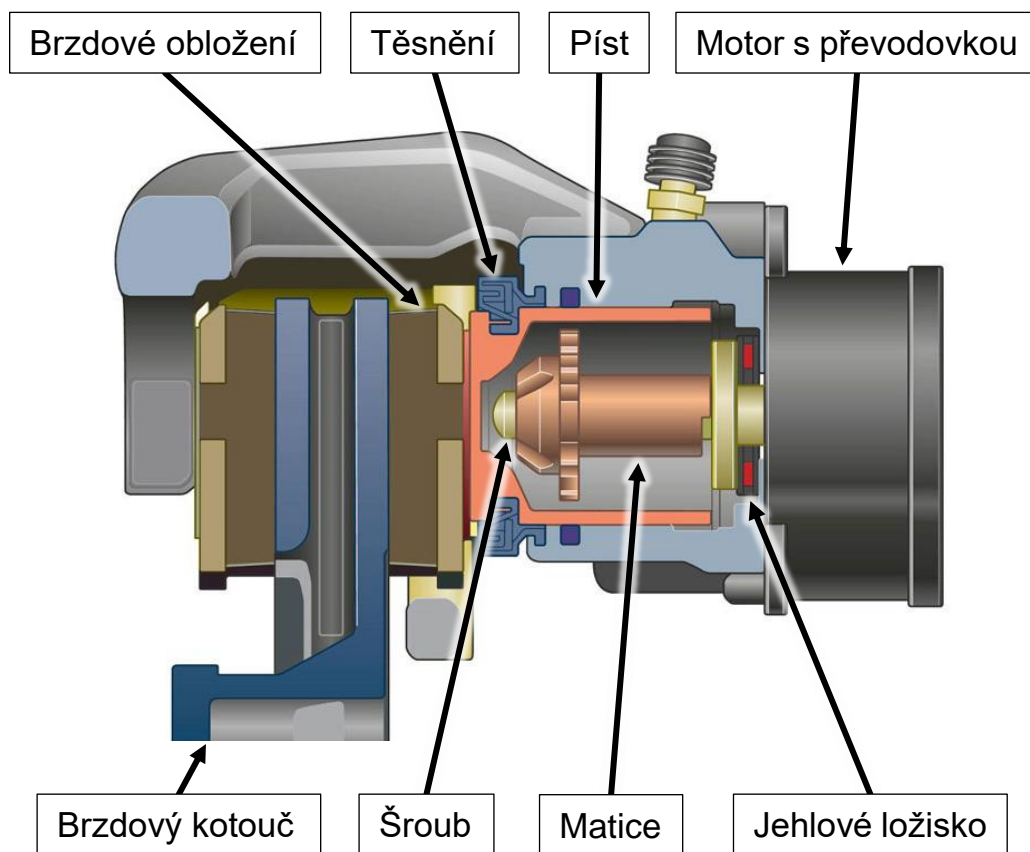
Mechanismus EPB je zabudován v brzdovém třmenu kotoučové brzdy. Pohled na brzdový třmen s integrovaným EPB je znázorněn na obr. 20. Úkolem mechanismu EPB je vytvořit dostatečné svěrné síly, která upíná obložení na kotouč brzdy a u zastaveného vozidla tak realizuje funkci parkovací brzdy. [20]



Obr. 20: Kotoučová brzda s elektrickou parkovací brzdou (pozn. popisek vložen autorem) [20]

Pohled na uložení mechanismu EPB v rámci brzdné soustavy je zobrazeno na obr. 21. Píst je u pohybujícího se vozidla ovládán hydraulickým brzdným systémem a hydraulický tlak působící na vnitřní stranu pístu vyvolává sílu, která přitlačuje obložení na brzdový kotouč. Pokud je vozidlo v klidu nebo se pohybuje nízkou rychlostí, je možné aktivovat mechanismus EPB. Ten se skládá ze šroubového mechanismu, kdy šroub je napojen na převodovku motoru EPB. Rotací šroubu je vyvozen translační pohyb matice. Matice po kontaktu s pístem dosedne na kuželovou plochu a dochází k vyvození síly na píst čistě mechanickou cestou. Píst následně působí na obložení a tím dojde k upnutí obložení na brzdový kotouč. Vznikající axiální sílu působící na šroub přenáší jehlové ložisko. Zabránění rotace matice je zajištěno pomocí tvarového spoje s pístem a pasivních odporů vznikajících v kontaktu pístu s těsněním. [20]

Upínací síly, které mechanismus EPB dokáže vyvodit, závisí na požadavcích brzdného zařízení s ohledem k aplikaci na konkrétní vozidlo. Dle informací firmy TRW se síly pohybují v rozmezí hodnot 19 – 25 kN. [21]



Obr. 21: Mechanismus elektrické parkovací brzdy (pozn. popisek vložen autorem) [22]

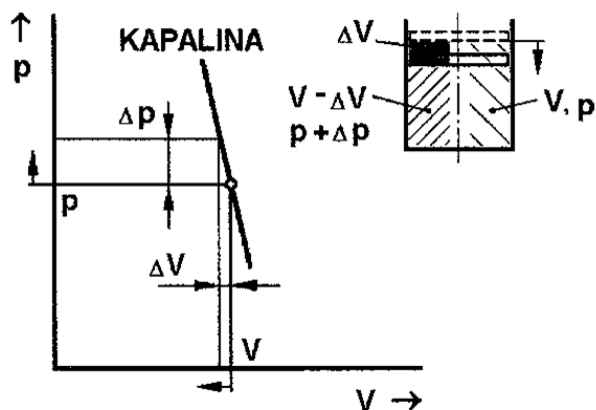
3.4 Objemová stlačitelnost kapalin

Objemová stlačitelnost je jedním z parametrů popisující vlastnosti hydraulické kapaliny. V případě zařízení pracující s konstantním objemem hydraulického média (viz kapitola 3.3), kdy je nutné definovat 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 hydraulické kapaliny o ΔV dle grafu zobrazeném na obr. 22, který vyjadřuje izotermickou změnu. Změnu objemu při změně tlaku lze vyjádřit následujícím vztahem

$$\frac{\Delta V}{\Delta p} = -\beta \cdot V \quad [m^3 \cdot Pa^{-1}] \quad (3.1)$$

kde součinitel β spolu se znaménkem vyjadřuje zápornou směrnicí tečny. Znaménko mínus popisuje pokles objemu s rostoucím tlakem. Z grafu vyplývá, že závislost změny objemu na tlaku je v případě kapalin přibližně lineární. [23]



Obr. 22: Graf závislosti změny objemu při změně tlaku v kapalinách [23]

Součinitel β se označuje jako součinitel objemové stlačitelnosti a je definován vztahem

$$\beta = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p} \quad [Pa^{-1}] \quad (3.2)$$

kde podíl $\Delta V/V$ vyjadřuje relativní úbytek objemu kapaliny při změně tlaku o Δp . Znaménko mínus u součinitele β v rovnici 3.1 vyjadřuje pouze úbytek objemu při zvýšení tlaku, takže při uvážení této skutečnosti lze znaménko ve vztahu 3.2 již neuvádět. [23]

Z grafu zobrazeném na obr. 18 lze získat názor, že závislost je čistě lineární, a tudíž směrnice tečny je konstantou. Ve skutečnosti tomu tak není. Závislost změny objemu na změně tlaku se zdá lineární pouze v porovnání se silně nelineárním chováním plynu. Při bližším zkoumání této závislosti u kapalin dojdeme k závěru, že závislost vykazuje také nelinearity. Z toho vyplývá, že součinitel objemové stlačitelnosti u kapalin není konstantou a závisí na tlaku, teplotě a obsahu vzduchu v kapalině. [23]

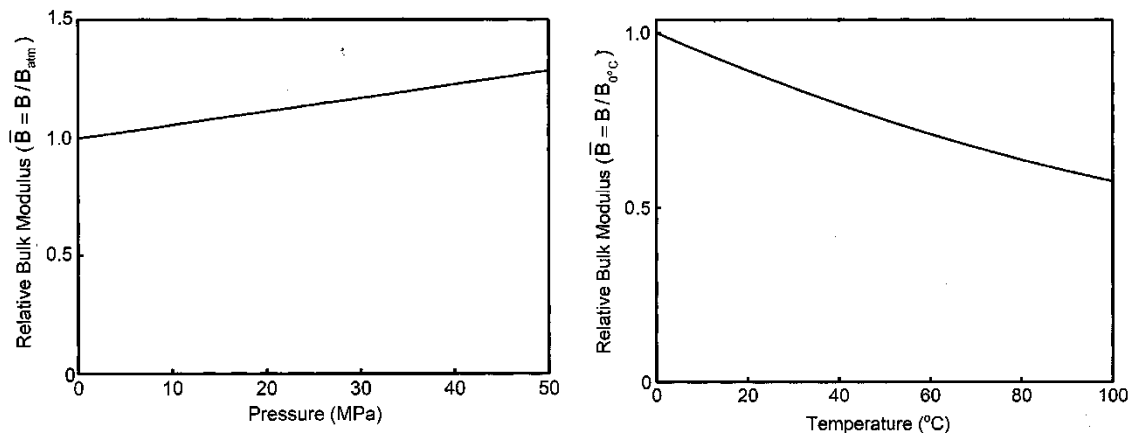
V praxi je pro rychlý přehled o stlačitelnosti hydraulického oleje ustálený vztah, že každé navýšení tlaku o cca 70 bar způsobí stlačení asi o 0,5 %. [24]

Převrácená hodnota stlačitelnosti se označuje jako modul objemové pružnosti kapaliny E_k , který je definovaný vztahem [23]

$$E_k = \frac{1}{\beta} \quad [Pa]. \quad (3.3)$$

V technické praxi je pro popis stlačitelnosti kapaliny častěji využíván modul objemové pružnosti vzhledem k jeho analogii k modulu pružnosti v tahu pro pevné látky. Na obr. 23 jsou zobrazeny grafy, které popisují chování modulu pružnosti minerálního hydraulického oleje při rostoucím tlaku a rostoucí teplotě. Modul objemové pružnosti je

normován hodnotou při atmosférickém tlaku, respektive při teplotě 0°C. V zahraniční literatuře je modul objemové pružnosti kapalin zpravidla označován písmenem B . [25]



Obr. 23: Závislost poměrného modulu objemové pružnosti minerálního hydraulického oleje na změně tlaku a teploty [25]

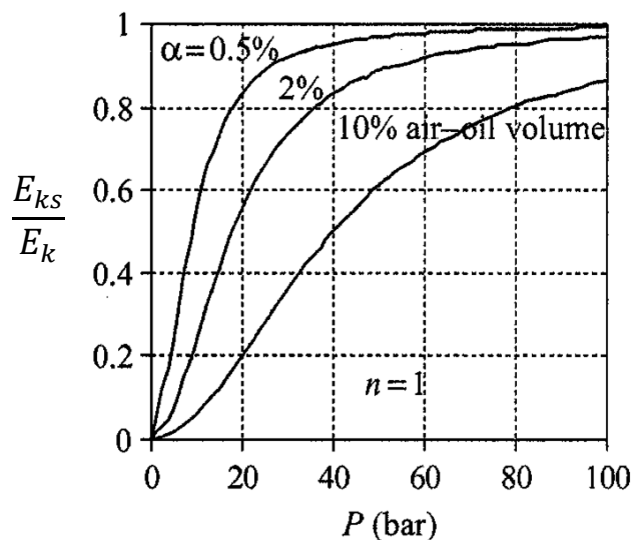
Z grafů vyplývá, že s rostoucím tlakem roste i hodnota modulu objemové pružnosti kapalin, a naopak s rostoucí teplotou hodnota modulu objemové pružnosti klesá. Při navýšení tlaku z 1 bar na 300 bar dojde k nárůstu modulu pružnosti oleje o 21%. V případě nárůstu teploty o 40°C poklesne modul pružnosti oleje o 25%. [25]

Podstatný vliv na hodnotu modulu objemové pružnosti kapaliny má obsah vzduchu v hydraulickém médiu. Pokud hydraulický olej obsahuje vzduch, jedná se o dvoufázovou směs a je potřeba ji z tohoto pohledu analyzovat. Modulu objemové pružnosti oleje E_k se sníží na skutečnou hodnotu E_{ks} se zohledněním obsahu vzduchu. Pokud uvažujeme děj stlačování směsi jako izotermický, lze odvodit vztah popisující změnu modulu pružnosti směsi v porovnání s modulem pružnosti samotného oleje [26], [27]

$$\frac{E_{ks}}{E_k} = \frac{\left(\frac{p}{p_0}\right)^n + \frac{V_{vz}}{V}}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^n + \frac{V_{vz}}{V} \cdot \frac{E_k}{n \cdot p}} \quad (3.4)$$

- E_{ks} – Modul objemové pružnosti směsi olej-vzduch [N/m^2]
- E_k – Modul objemové pružnosti oleje [N/m^2]
- V_{vz} – Objem vzduchu při atmosférickém tlaku [m^3]
- V – Celkový objem směsi olej-vzduch při atmosférickém tlaku [m^3]
- p – Tlak ve směsi [Pa]
- p_0 – Atmosférický tlak [Pa]
- n – Poissonova konstanta [/] (pro izotermický děj lze uvažovat $n=1$)

Ze vztahu 3.4 vyplývá, že při zvyšování obsahu vzduchu v oleji, klesá modul pružnosti směsi. Vliv obsahu vzduchu v oleji na změnu modulu pružnosti směsi je znatelnější při nižších tlacích. Graf popsané závislosti je zobrazen na obr. 24.



Obr. 24: Vliv obsahu vzduchu v oleji – minerální olej ISO 32 ($E_k = 1,6.109 \text{ N/m}^2$) [24]

Z této skutečnosti vyplývá, že v případě nízkotlakých obvodů (pod 50 bar) je potřeba brát v úvahu negativní důsledky obsahu vzduchu v kapalině. Proto je nezbytné tyto systémy důsledně odvzdušňovat, aby nedošlo ke ztrátě tuhosti vazby a selhání mechanismu. Jedná se zejména o oblast regulační a řídicí techniky. Naopak vysoká hodnota modulu objemové pružnosti kapalin vede ke vzniku hydraulického rázu. [26]

Po definování modulu objemové pružnosti kapalin lze tuto hodnotu porovnat s modulem pružnosti v tahu pevných látek. Z porovnání vyplývá, že voda je přibližně stokrát stlačitelnější než ocel. Přesto se často v technických případech proudění stlačitelnost kapaliny neuvažuje z důvodu zanedbatelného vlivu malé změny objemu na funkčnost zařízení. Stlačitelnost ale nelze zanedbat při zkoumání nestacionárních stavů jako je hydrodynamický ráz nebo v případě zařízení pracující s konstantním objemem kapaliny. [26]

3.5 Shrnutí kapitoly

Pro vytvoření hydraulického tlaku 500 bar, který je potřeba pro zpevnění současné koncepce polohovací jednotky, jsou k dispozici dva základní přístupy. Prvním přístupem je realizace hydraulického agregátu, který bude díky malým zástavbovým rozměrům možné implementovat do zástavby polohovací jednotky. Pro dosažení tlaku 500 bar lze využít spojení nízkotlakého hydrogenerátoru a multiplikátoru nebo použít pístový element, který dokáže přímo generovat požadovaný tlak. 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 zpravidla realizováno ručně pomocí klíče. Pro potřeby chodu pohybové jednotky v automatickém režimu by bylo potřeba funkci motorizovat.

Při stlačování konstantního objemu hydraulické kapaliny 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 především na tlaku, teplotě a obsahu vzduchu v oleji. Její hodnota je často pouze odhadována z důvodu velkého množství nejistot. Nejzásadnější vliv na hodnotu modulu objemové pružnosti kapalin má zpravidla obsah vzduchu v oleji, který se zvyšuje se stářím oleje.

4 Mechanismus lineárního zdvihu

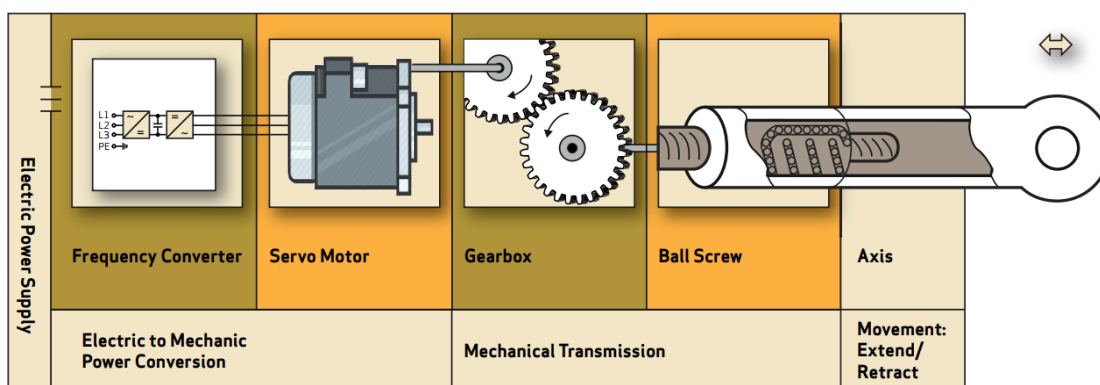
Navýšení kapacity polohovací jednotky je směřováno k vyšší únosnosti. Aby bylo možné použít systém vyrovnání i pro obrobky s hmotností nad rámec možností současné konstrukce jednotky, je potřeba mimo navýšení únosnosti jednotky ve zpevněném stavu (viz kap. 2) řešit také navýšení únosnosti samotného zdvižného mechanismu. V této kapitole je proveden přehled možných řešení jednak z pohledu možností navýšení parametrů současné koncepce pohonu, a jednak z pohledu změny druhu pohonu.

Polohovací jednotka využívá jako zdvihací mechanismus závitovou dvojici s kuličkovým šroubem a maticí, která je napojena na šnekovou převodovku. Tento mechanický převod je napojen na servomotor. [1]

Únosnost aktuálně použitého mechanismu je limitována únosností zdvižné převodovky s kuličkovým šroubem a to hodnotou 500 kg. Pro navýšení únosnosti jsou v rámci rešerše uvedeny mechanismy, které umožňují zvýšit únosnost jednotky až na hodnotu 4 000 kg. [1]

4.1 Elektro-mechanický aktuátor

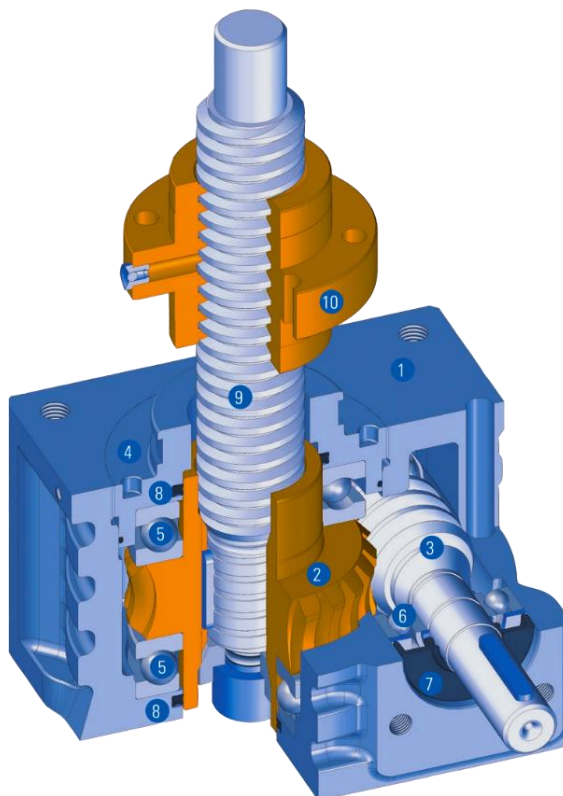
Elektromechanický aktuátor obsahuje pouze mechanické převody, které transformují rotační pohyb servomotoru na lineární pohyb koncového členu. Jedná se o koncepci pohonu, která je použita v aktuální konstrukci polohovací jednotky. Schéma aktuátoru je zobrazeno na obr. 25.



Obr. 25. Schéma elektro-mechanického aktuátoru [28]

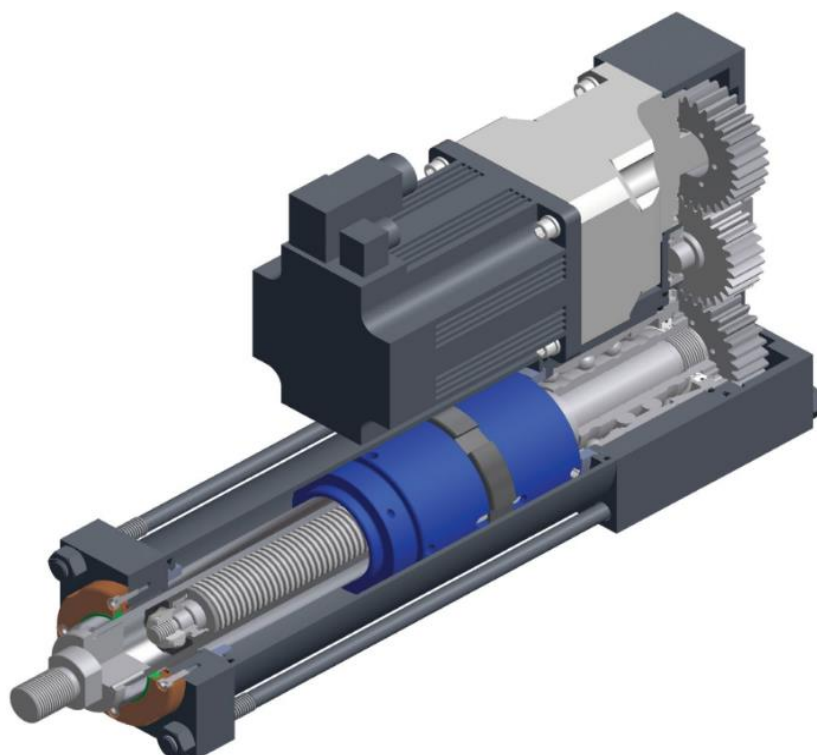
Pod označením zdvižná převodovka nabízí firma Nozag převodovku přímo napojenou na kuličkový šroub. Převodovka se skládá ze šnekové převodovky, kdy na šnekové kolo je napojen kuličkový šroub. Ten koná rotační pohyb, který je pomocí matice

transformován na pohyb translační. Pohled na vnitřní strukturu zdvižné převodovky je zobrazen na obr. 26. Jedná se o kompaktní mechanické řešení vertikální pohybové osy. Jednotku je po připojení servomotoru možné řídit v polohové vazbě. [29]



Obr. 26: Vnitřní konstrukce zdvižné převodovky [29]

Další na trhu dostupnou možností je řešení v podobě kompletního elektro-mechanického aktuátoru. Aktuátory s nejvyšší únosností používají technologii planetového šroubu, který disponuje při zachování únosnosti menšími zástavbovými rozměry v porovnání s kuličkovým či trapézovým šroubem. Aktuátor se skládá ze servopohonu, který je umístěn paralelně se šroubem a pomocí mechanických převodů je pohyb přenášen na šroub. Rotující šroub přenáší pohyb na planetovou matici, která rotační pohyb transformuje na translační a dochází k vysouvání pístnice. Vnitřní uspořádání aktuátoru je zobrazeno na obr. 27. Axiální výška aktuátoru je limitována ložiskovým uložením šroubu, výškou matice a napojením šroubu na mechanický převod. Tyto rozměrové limity omezují možnost snížení axiálních rozměrů aktuátoru. [30]

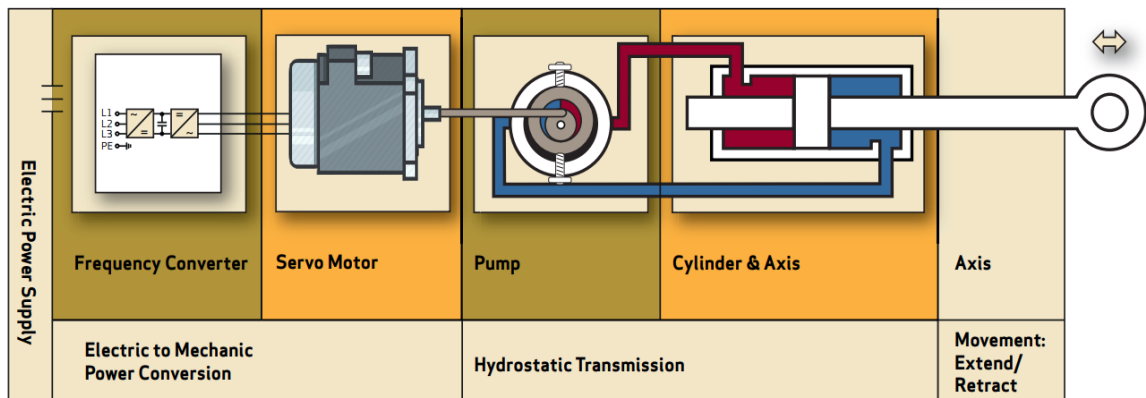


Obr. 27: Elektro-mechanický aktuátor s planetovým šroubem [30]

4.2 Elektro-hydraulický aktuátor

Elektro-hydraulický aktuátor využívá namísto mechanické převodovky obousměrný hydrogenerátor. Otáčky hydrogenerátoru jsou řízené připojeným servomotorem, díky čemuž je možné ovládat výstupní průtok z hydrogenerátoru. Hydrogenerátor je napojen na lineární hydromotor, kterým je možné polohovat. Schéma takového aktuátoru je zobrazeno na obr. 28.

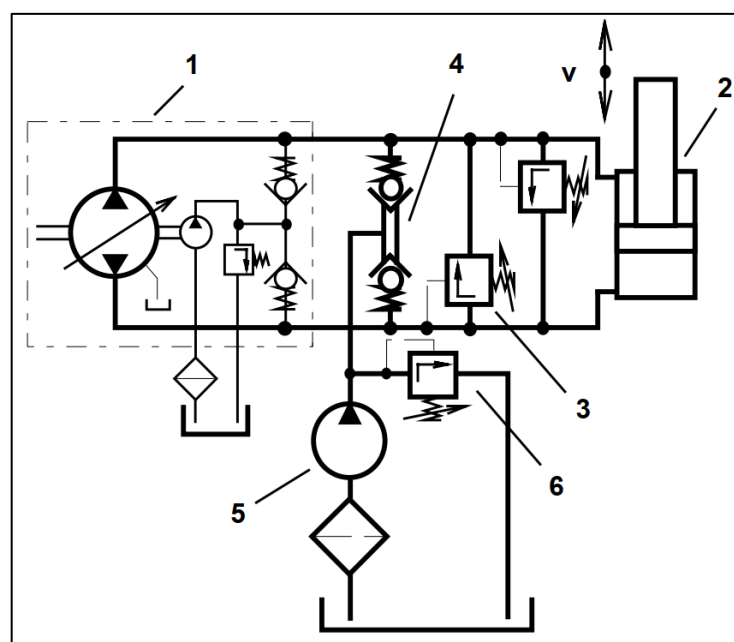
Hlavní předností těchto aktuátorů je výhodný poměr mezi zástavbovými rozměry a únosností. Tato vlastnost plyne z použití hydraulického pohonu, který obecně touto vlastností disponuje. Akční člen v podobě lineárního hydromotoru lze přizpůsobit požadavkům v podobě zdvihu a zástavbových rozměrů snadněji, než je tomu v případě elektro-mechanického aktuátoru.



Obr. 28: Schéma elektro-hydraulického aktuátoru [28]

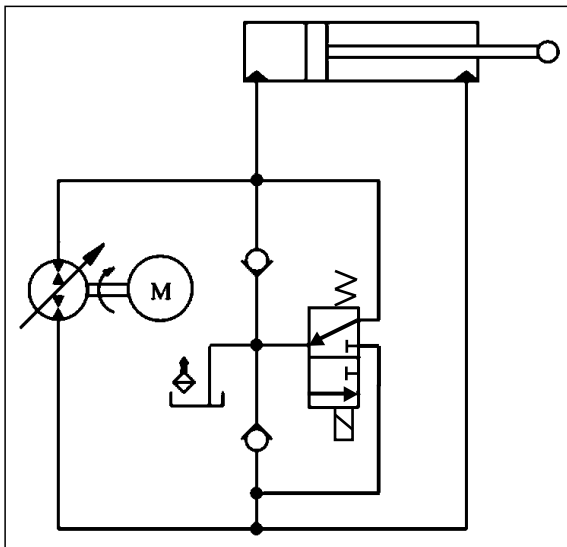
4.2.1 Uzavřený hydraulický obvod

Pro elektro-hydraulické aktuátory se často využívá uzavřených hydraulických obvodů. V případě použití dvojčinného hydraulického válce s diferenciálním pístem je potřeba řešit rozdíl vyžadovaných objemů kapaliny při dopředném a zpětném pohybu lineárního dvojčinného hydromotoru. Uzavřený hydraulický obvod je zobrazen na obr. 29. Při vysouvání pístnice hydromotoru (2) pomocí regulačního obousměrného hydrogenerátoru (1) doplňuje do sání kapalinu hydrogenerátor (5) pomocí logického jednosměrného ventilu (4). Při zpětném pohybu je přes tento ventil kapalina odpouštěna zpět do nádrže. Obvod obsahuje pojistný ventil (3) a přepouštěcí ventil (6). [31]

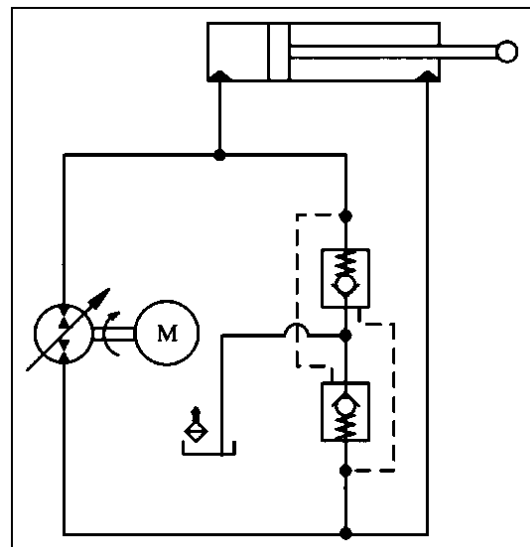


Obr. 29: Uzavřený hydraulický obvod pro dvojčinný hydromotor [31]

V případě použití dvojčinného diferenciálního válce v uzavřeném hydraulickém obvodu je potřeba kompenzovat objem pístnice. K tomuto účelu existuje řada možných přístupů. Na obr. 30 je uveden uzavřený obvod s regulačním čerpadlem, kdy ke kompenzaci objemu pístnice je použito rozvaděče 3/2, který se přestavuje podle toho, zda je potřeba kapalinu z obvodu odpuštít nebo ji naopak do obvodu doplnit (Allan J. Hewett, Patent 5329767). Na obr. 31 je uveden uzavřený obvod, kdy objem pístnice se kompenzuje pomocí dvojice jednosměrných řízených ventilů (R. Rahmfeld, Doctoral Disertation). [32]



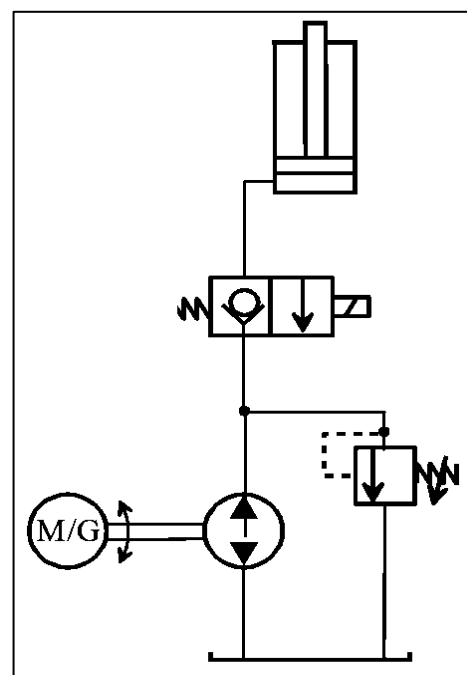
Obr. 30: Kompenzace pístnice rozvaděčem 3/2[32]



Obr. 31: Kompenzace pístnice řízeným jednosměrným ventilem [32]

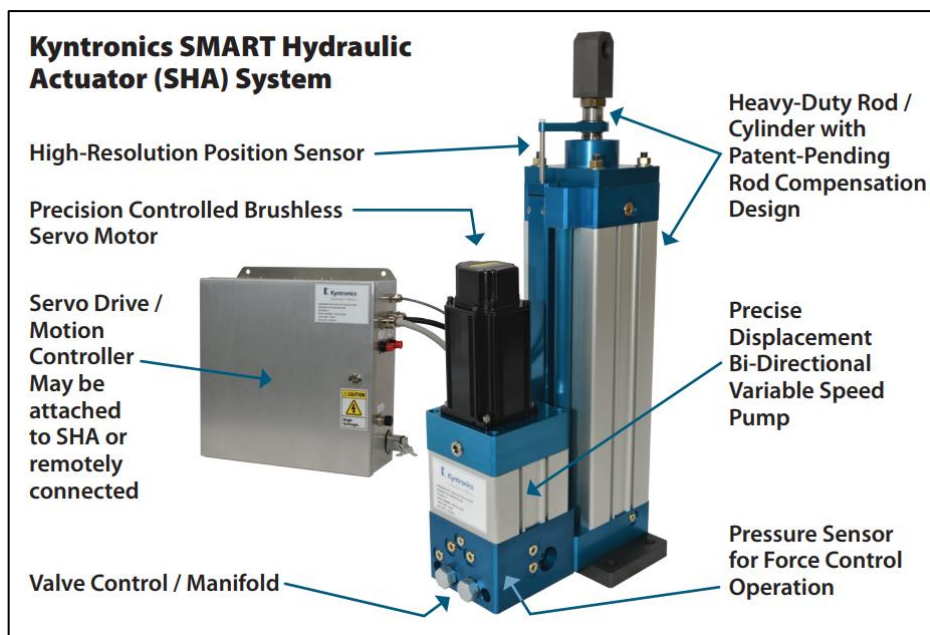
V práci Tatiány Minevové je pro polohování lineárního jednočinného hydromotoru použit hydraulický obvod s obousměrným čerpadlem, který je napojen na servomotor. Schéma je zobrazeno na obr. 32. Hydraulický obvod je použit pro navýšení účinnosti obvodů pro vysokozdvížné vozíky, kdy je porovnán s aktuálně používaným obvodem využívajícím proporcionální ventilovou techniku. Provedené experimenty se nezaměřují na hodnocení přesnosti polohování [33]

Obr. 32: Hydraulický obvod pro polohování s jednočinným lineárním hydromotorem [33]



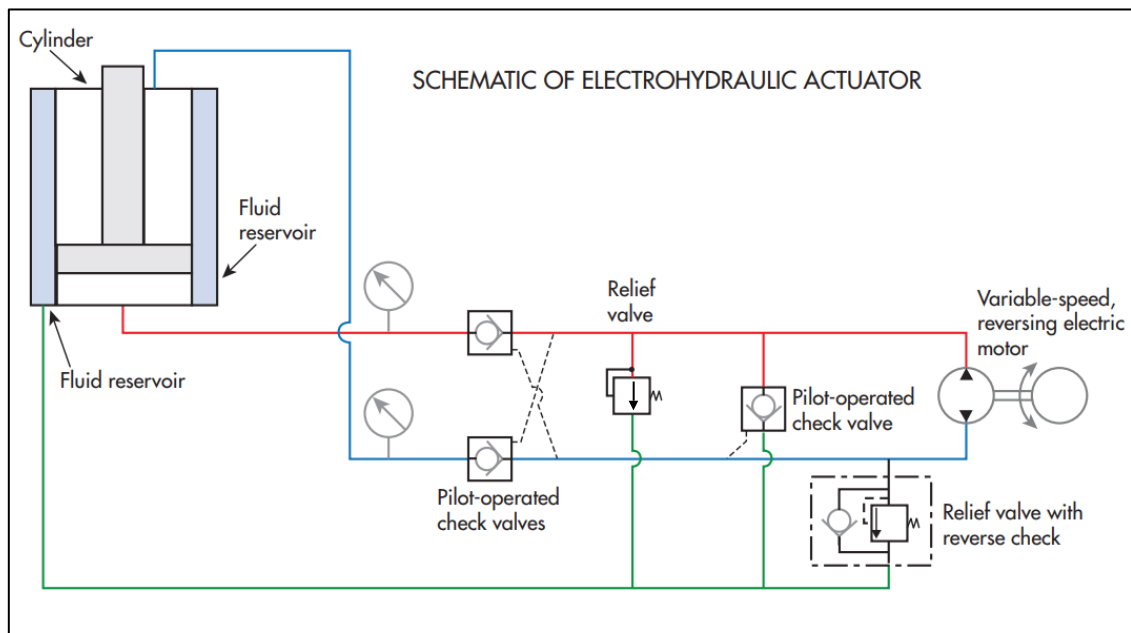
4.2.2 Výrobci elektro-hydraulických aktuátorů

Oblastí elektro-hydraulických aktuátorů se zabývá firma Kyntronics. Aktuátor se skládá z řídicí jednotky, hydraulické kostky s ventilovou technikou, servomotoru, obousměrného hydrogenerátoru, nádrže a hydraulického válce s přímým odměřováním. Vše je s důrazem na malé rozměry implementováno v tělese aktuátoru. Příklad uspořádání tohoto aktuátoru od firmy Kyntronics je zobrazen na obr. 33. [34]



Obr. 33: Elektro-hydraulický aktuátor, Kyntronics [34]

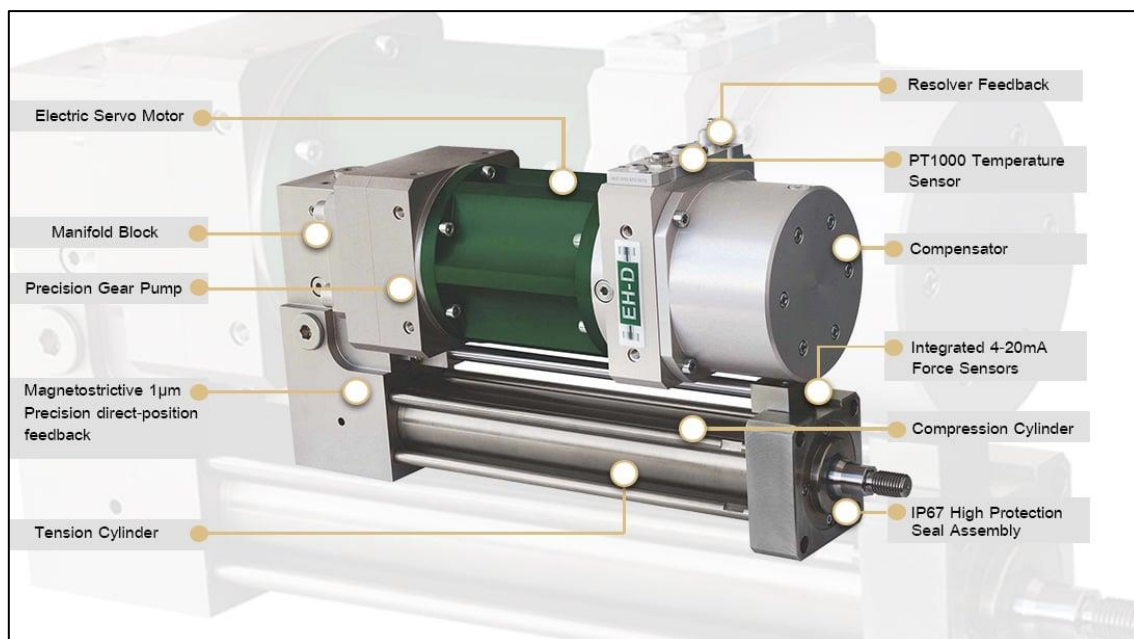
Klíčovou myšlenkou je hydraulický obvod použitý pro řízení lineárního dvojčinného hydromotoru. Značnou nepříjemnost při sestavování hydraulického obvodu v případě použití dvojčinného hydromotoru způsobuje objem pístnice. Při vysouvání a zasouvání hydromotoru dochází k rozdílným požadavkům na objem kapaliny v obvodu, což je potřeba kompenzovat. Firma Kyntronics řeší tento problém pomocí kompenzační nádrže s hydraulickou kapalinou umístěnou v tělese hydromotoru. Hydraulický obvod je zobrazen na obr. 34. [35]



Obr. 34: Hydraulický obvod elektro-hydraulického aktuátoru, Kyntronics [35]

Při vysouvání hydromotoru je požadavek na doplnění hydraulické kapaliny do obvodu, protože objem kapaliny v pístnicové straně (modrá větev) vlivem objemu pístnice nedokáže pokrýt požadovaný objem. Dochází tak k doplnění kapaliny přes jednosměrný ventil, který je obtokovým ventilem tlakového ventilu. Jednosměrný ventil je napojen na kompenzační nádrž (zelená větev). Při zasouvání je situace opačná. Přebytný objem kapaliny v pístové straně hydromotoru (červená větev) je potřeba přepustit do kompenzační nádrže. Děje se tak pomocí řízeného jednosměrného ventilu, který je v této chvíli otevřen a realizuje přepuštění přebytečné kapaliny do zelené větve kompenzační nádrže. Díky použití tohoto hydraulického obvodu není potřeba jakýkoli rozvaděče. Dvojice řízených jednosměrných ventilů na modré a červené větvi zajišťují hrazení hydraulické kapaliny a udržení nastavené polohy pístnice i v případě nečinnosti hydrogenerátoru. [35]

Další firmou, která nabízí elektro-hydraulické aktuátory, je firma Olsen. Dodávaný aktuátor je zobrazena na obr. 35. Kompenzační nádrž se u tohoto typu aktuátoru nachází v bloku hydrogenerátoru a servomotoru. Uváděnou předností aktuátoru v datasheetu oproti konkurenci je použití velmi přesného obousměrného hydrogenerátoru a tím dosažení přesnost polohování až 1 μm . [36]



Obr. 35: Elektro hydraulický aktuátor, Olsen [36]

4.3 Shrnutí kapitoly

K navýšení únosnosti jednotky lze využít dva základní typy aktuátorů. Prvním typem je elektro-mechanický aktuátor, který se používá v současném konceptu jednotky. Navýšení únosnosti pomocí tohoto typu aktuátoru je ale spojeno se značným nárůstem rozměrů kvůli limitům mechanických prvků, což je pro použití v polohovací jednotce nevhodné.

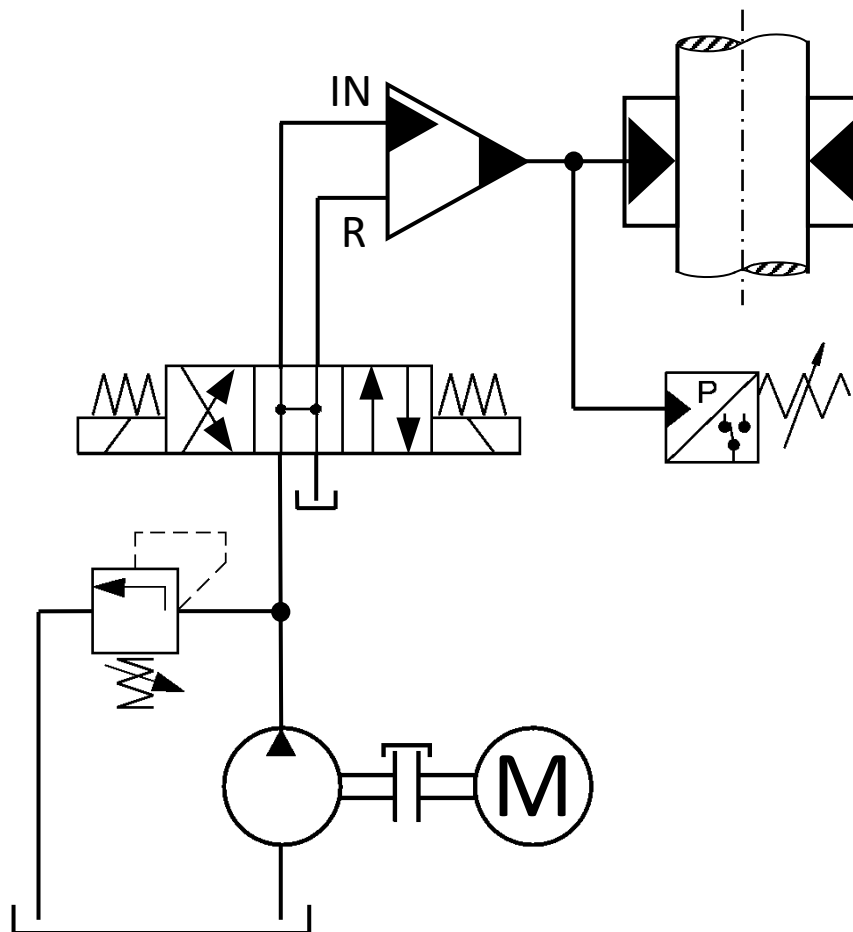
Druhým typem použitelného aktuátoru je elektro-hydraulický aktuátor. Aktuátor disponuje výhodným poměrem výkonu a hmotnosti, což je dáno využíváním principů hydrauliky. Lineární hydromotor je následně možné upravit podle potřebné zástavby jednotky, což vyhovuje zachování zástavbových rozměrů. Elektro-hydraulický aktuátor, který by přímo splňoval rozměrové požadavky pro použití v polohovací jednotce, ale není na trhu dostupný. Proto je potřeba navrhnout vlastní řešení takového aktuátoru.

5 Varianty řešení mechanismu nezávislého zpevnění

V úvodní části práce byla vypracována rešerše možných přístupů k řešení nezávislosti systému mechanického zpevnění jednotky na externím vysokotlakém hydraulickém agregátu. Na základě zjištěných možných přístupů k řešení byl tento problém rozpracován do třech variant, které jsou uvedeny v následujících kapitolách.

5.1 Varianta 1

Varianta 1 se zabývá miniaturizací současného přístupu k vytvoření vysokého tlaku. Současný koncept jednotky je potřeba vždy připojit k externímu agregátu. Externí agregát využívá k vytvoření tlaku 500 bar nízkotlaký agregát a multiplikátor. Na základě provedené rešerše bylo zjištěno, že na trhu existují tyto prvky v miniaturizované podobě, která by byla vhodná k implementaci do zástavby polohovací jednotky. Jedná se především o nízkotlaký hydrogenerátor a multiplikátor. Schéma této varianty je uvedeno na obr. 36.

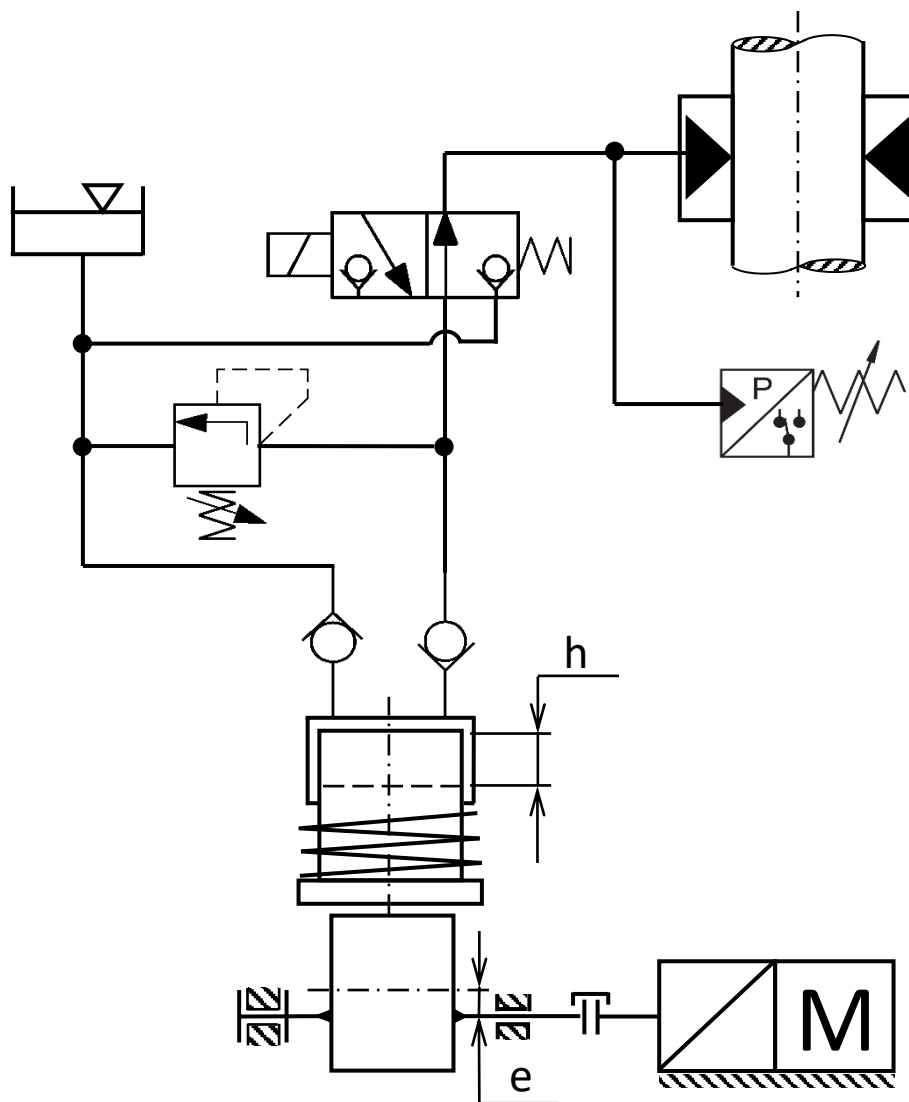


Obr. 36: Varianta 1 – multiplikátor

Tato varianta využívá k vytvoření hydraulického tlaku multiplikátor. Rozvaděč je použit pro zajištění funkce uvolnění, to znamená snížení tlaku na výstupu. Multiplikátory jsou obecně konstruovány tak, aby byly schopny dodávat vysokotlaké medium ve spojení s co nejvyšším průtokem. Tato vlastnost je ale v použité aplikaci nepotřebná. Navíc se jedná o systém, který využívá relativně velké množství funkčních prvků.

5.2 Varianta 2

Cesta ke snížení množství potřebných prvků hydraulického obvodu vede k použití vysokotlakého hydrogenerátoru. Tím je možné vyřadit multiplikátor. Jako vysokotlaký hydrogenerátor je použit pístový element od firmy Bieri, který je popsán v kap. 3.1.2. Schéma uspořádání hydraulického obvodu je uvedeno na obr. 37.



Obr. 37: Varianta 2 – vysokotlaké čerpadlo

V této variantě se podařilo nahradit dvojici prvků v podobě nízkotlakého hydrogenerátoru a multiplikátoru jedním prvkem, a to vysokotlakým hydrogenerátorem, který je reprezentovaný pístovým elementem. Pístový element je napojen na vačku, která převádí rotační pohyb motoru na translační pohyb pístu. Excentricita vačky e je dána polovinou zdvihu pístu h . Pro odpuštění tlaku z upínače je do obvodu vložen monostabilní rozvaděč 2/2. Stále tak zůstává potřeba ventilového bloku.

5.3 Varianta 3

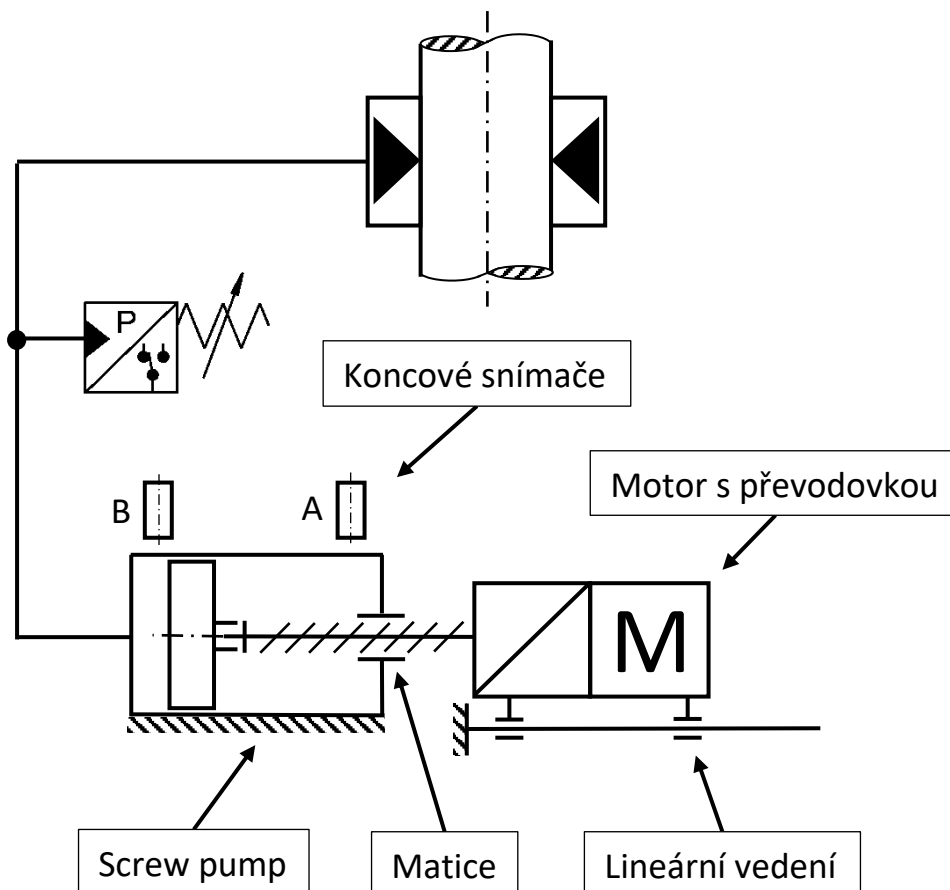
Varianta 3 se zaměřuje na využití speciálních parametrů navrhovaného hydraulického obvodu, který je potřeba implementovat do zástavby polohovací jednotky. Hydraulický obvod obsahuje konstantní objem hydraulického média, v rámci kterého je potřeba vytvořit tlak 500 bar. Myšlenka této varianty se zaměřuje na návrh pístového zařízení, které bude pracovat s definovaným zdvihem a v rámci jednoho zdvihu dokáže zvýšit hydraulický tlak v obvodu na požadovanou hodnotu. K tomuto účelu je využitelné jednak zařízení screw pump popsané v kap. 3.3.1. a jednak princip mechanismu automatické ruční brzdy popsaný v kap. 3.3.3. Detailní návrhy jednotlivých mechanismů jsou popsány v následujících kapitolách

5.3.1 Varianta 3a

Tato varianta se zaměřuje na mechanismus umožňující automatizaci funkce screw pump. Zařízení screw pump je připraveno pro manuální funkci a pro použití v dané aplikaci je potřeba zařízení automatizovat.

Pohyb pístu je vyvozen rotací nastavovacího šroubu v pevně uložené matici. Šroub tak koná translační i rotační pohyb. Tato vlastnost zahrnující oba elementární druhy pohybu komplikuje samotnou automatizaci. Je tedy potřeba translační pohyb šroubu kompenzovat tak, aby byla zajištěna správná funkce. V této variantě je situace vyřešena umístěním motoru s převodovkou na lineární vedení a přímé spojení nastavovacího šroubu s převodovkou (obr. 38). Translační pohyb šroubu je tak kompenzován pohybem motoru na lineárním vedení. S tím souvisí ale i pohyb přívodu energie.

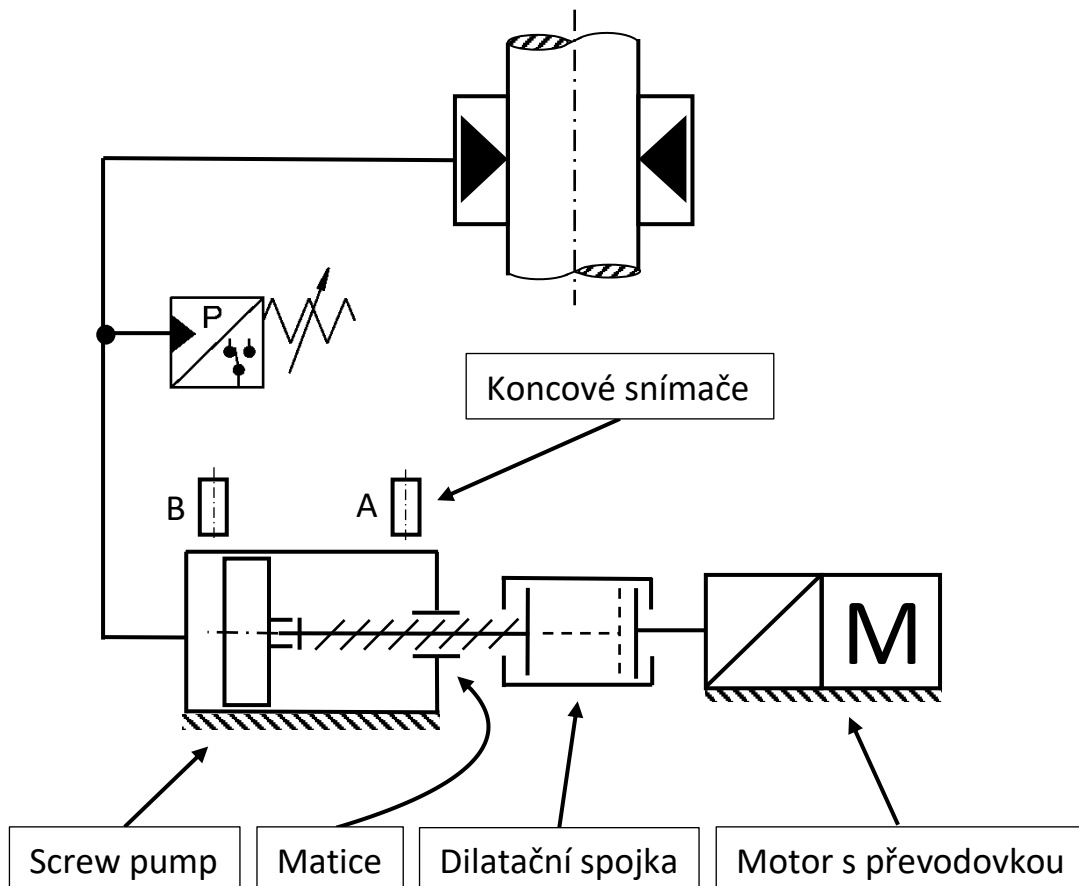
Dosažený tlak je sledován pomocí tlakového snímače a pomocí koncových snímačů je snímána poloha pístu screw pump. Tyto informace jsou zásadní pro správnou funkci navrženého mechanismu zpevnění.



Obr. 38: Varianta 3a – motor na lineárním vedením

5.3.2 Varianta 3b

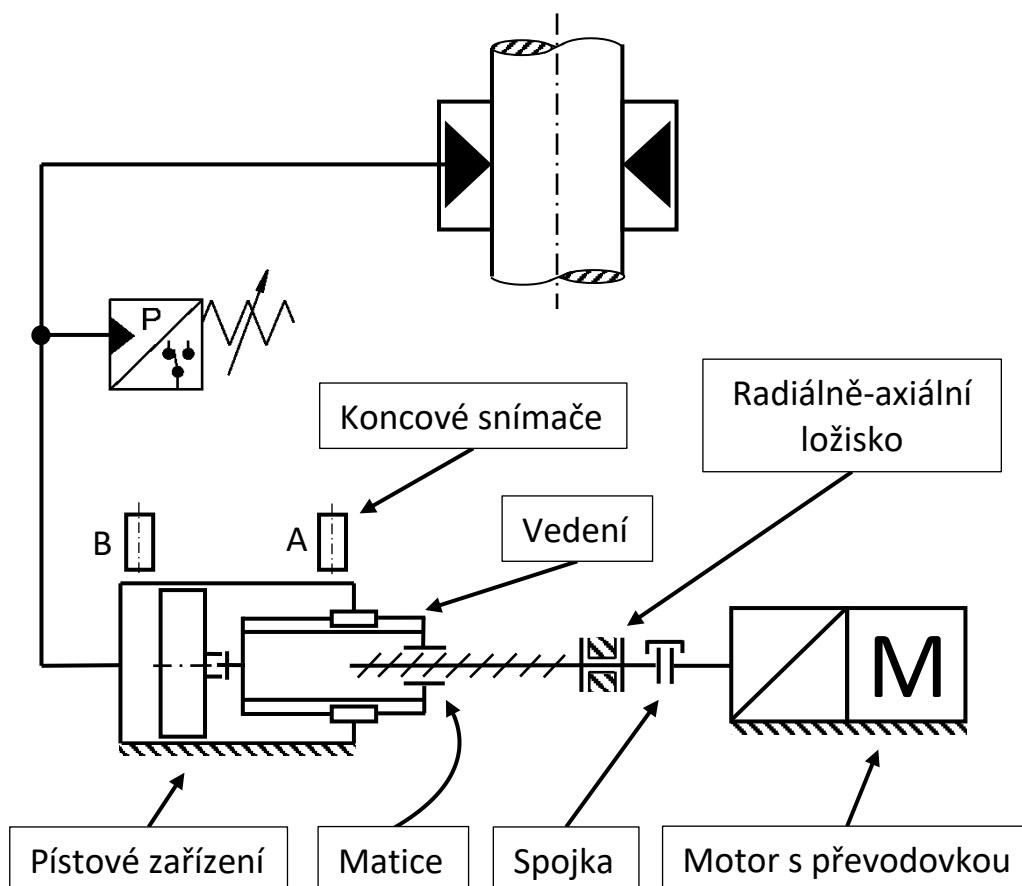
Tato varianta zahrnuje nepohyblivý motor s převodovkou a převádí potřebný lineární pohyb na dilatační spojku. Mechanismus je schematicky zobrazen na obr. 39. Skládá se ze samotného zařízení screw pump, dilatační spojky a motoru s převodovkou. Spojka zajišťuje přenos krouticího momentu z hřídele převodovky na nastavovací šroub. Zároveň umožňuje translační pohyb nastavovacího šroubu a zajišťuje tak správnou funkci zařízení screw pump. Spojka také kompenzuje jak radiální, tak úhlové nesouososti a zajišťuje, že nastavovací šroub není zatěžován radiálními silami. Silový tok vznikající navyšováním tlaku před pístem se uzavírá přes matici a axiální síla nenamáhá další části mechanismu.



Obr. 39: Varianta 3b – dilatační spojka

5.3.3 Varianta 3c

Další možností realizace mechanismu pracujícího s konstantním objemem hydraulického média, které vytvoří potřebný hydraulický tlak v rámci jednoho zdvihu, je využití základní aplikace šroubového mechanismu. Statický šroub rotuje a matice koná translační pohyb. Každý z prvků tak koná pouze jeden z obou druhů pohybů. Schéma této varianty je zobrazeno na obr. 40. Skládá se z pístového zařízení s integrovanou maticí, šroubu, radiálně axiálního ložiska, vedení, spojky a motoru s převodovkou. Rotace šroubu je pomocí závitové kinematické dvojice transformována na translaci matice. Matice je napojena na píst. Vedení zachytává krouticí moment přenášený na matici vlivem tření mezi maticí a šroubem. Silový tok vznikající působením tlaku na plochu pístu se v tomto případě neuzavírá přes matici, jako tomu bylo v případě varianty 3b, ale je veden přes axiálně radiální ložisko.



Obr. 40: Varianta 3c – statický šroub

5.4 Výběr vhodné varianty

V předchozích kapitolách byly představeny vytvořené varianty řešení nezávislého hydraulického zpevnění. Byly představeny směry možného přístupu v podobě tří hlavních variant řešení, v případě varianty 3 s dalším rozdělením. V této kapitole je provedeno kritické zhodnocení jednotlivých variant a výběr vhodné varianty k rozpracování.

Varianta 1 představuje přístup přímé miniaturizace externího hydraulického agregátu, který je v současné době k realizaci hydraulického zpevnění používán. Nevýhodou je potřeba ventilové techniky a spojení nízkotlakého hydrogenerátoru s multiplikátorem. S tím souvisí předpokládané velké zástavbové rozměry.

Proto byla na základě provedené rešerše vysokotlakých hydrogenerátorů vytvořena varianta 2 jakožto optimalizace hydraulického obvodu z varianty 1 pro usnadnění implementace do zástavby polohovací jednotky. Optimalizace byla provedena vyřazením

multiplikátoru a vložením vysokotlakého hydrogenerátoru. Tím se podařilo snížit množství funkčních prvků, ale tato varianta stále vyžaduje ventilovou techniku.

Dále byla vytvořena varianta 3, která vychází z použití zařízení s konstantním objemem hydraulického média. Myšlenka této varianty spočívá v použití pístového zařízení, které v rámci jednoho zdvihu dokáže vytvořit potřebný hydraulický tlak. V rámci varianty 3 byly vytvořeny další detailnější varianty – varianta 3a, varianta 3b a varianta 3c. Varianta 3a se zabývá možností automatizace na trhu dostupného zařízení screw pump, a to jednoduchým řešením s pohybem motoru po lineárním vedení. Nevýhoda tohoto řešení spočívá v zajištění pohybu motoru s převodovkou, kdy dochází také k pohybu přívodů energie. Varianta 3b ukazuje možnost s pevným motorem, kdy pohyb šroubu kompenzuje dilatační spojka. Varianta 3c pak představuje schéma mechanismu, který je inspirován funkcí elektrické parkovací brzdy (viz kap. 3.3.3). Nevýhodou varianty 3c je především náročnější konstrukce vzhledem k variantě 3a, respektive 3b, protože je potřeba vytvořit vlastní pístové zařízení, které není na trhu dostupné. Silový tok se navíc uzavírá až v radiálně axiálním ložisku, takže je namáháno více funkčních prvků. Použití tohoto mechanismu v případě elektrické parkovací brzdě je opodstatněné, což ale vychází z faktu, že je zařízení používáno v režimu velmi malých zdvihů.

Vybranou variantou pro detailnější rozpracování je varianta 3b. Vybraná varianta používá na trhu dostupné pístové zařízení nazývané screw pump, takže není potřeba věnovat vývoj vlastnímu zařízení. V porovnání s variantou 3a se nepohybuje motor s převodovkou, takže není potřeba řešit lineární vedení a jeho implementaci do omezené zástavby polohovací jednotky. Ve vybrané variantě navíc není potřeba axiálně radiálního ložiska jako tomu je ve variantě 3c, jelikož silový tok axiální síly je uzavírán přes matici. Lze vynechat i prvek vedení, jelikož dilatační spojka bude zajišťovat, že na nastavovací šroub bude přenášen pouze krouticí moment a nikoli radiální síly, které by mohly porušit závitovou dvojici. V porovnání s variantou 1 a variantou 2 se jedná o snadnější řešení, kdy upnutí či uvolnění upínacího zařízení přímo odpovídá poloze pístu v pístovém zařízení a není potřeba ventilové techniky. Vzhledem k omezené zástavbě bylo zhodnoceno, že variantu 3b bude nejsnadnější implementovat do zástavby současného konceptu jednotky.

6 Rozpracování vybrané varianty mechanismu nezávislého zpevnění

Vybraná varianta využívá zařízení screw pump. Dle rešerše existují dvě základní velikosti screw pump. Výběr správné velikosti vychází z požadované změny objemu pro stlačení hydraulické kapaliny v hydraulickém obvodu jednotky na hodnotu 500 bar. Změnu objemu lze stanovit ze základních tří parametrů: objem hydraulické kapaliny v hydraulickém obvodu jednotky V_0 , změny tlaku Δp a modulu objemové pružnosti hydraulické kapaliny E_{k_olej} . Číselné hodnoty jednotlivých parametrů jsou

- $V_0 = 50 \text{ cm}^3$
- $\Delta p = 500 \text{ bar}$
- $E_{k_olej} = 1\,400 \text{ N/mm}^2$

kdy modul pružnosti kapaliny E_{k_olej} byl určen dle [27] jakožto doporučená výpočtová hodnota pro minerální olej ISO 32 za normální teploty, při obvyklém obsahu vzduchu v oleji a běžném hydraulickém tlaku.

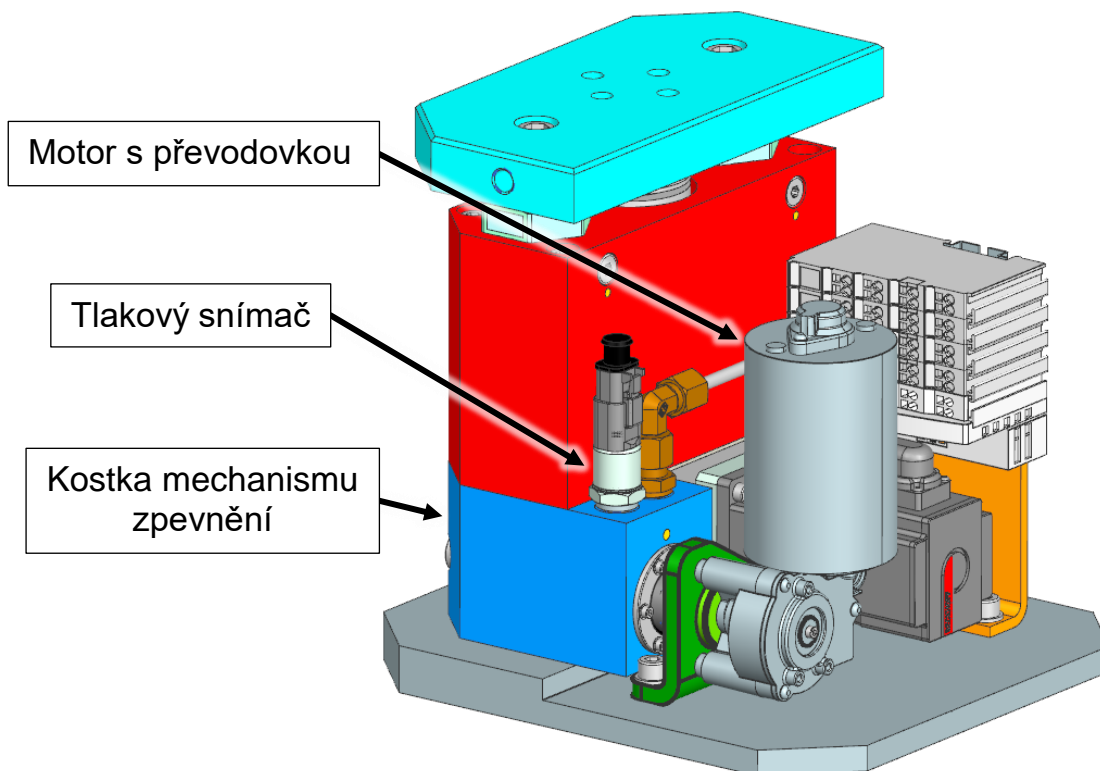
Výpočet změny objemu vychází z následujícího vztahu

$$\Delta V = \frac{V_0}{E_{k_olej}} \cdot \Delta p = \frac{50}{1\,400} \cdot 50 = 1,8 \text{ cm}^3 = 1,8 \text{ ml} \quad (6.1)$$

Z výpočtu vyplývá, že pro vytvoření tlaku 500 bar v daném hydraulickém obvodu dojde ke změně objemu $\Delta V = 1,8 \text{ ml}$. Tato změna definuje, který z obou typů screw pump je vhodnější použít. Vybraným typem je menší z nabízených typů s označením 1221.1. Průměr pístu je 16 mm a zdvih 15 mm, čemuž odpovídá objem 3 cm^3 . Hodnota objemu je přibližně 1,7krát větší než vypočtená změna objemu ΔV , což je bezpečnost vůči správné funkci. Ve výpočtu změny objemu ΔV byly použity hodnoty zatížené nejistotou, jako je modul pružnosti oleje či objem kapaliny v obvodu. Další nejistotou je změna objemu při deformaci upínacích pouzder a kvalita odzdušnění hydraulického obvodu. Hodnota standardního zdvihu screw pump by dle stanovených výpočtových parametrů ale měla postačovat k vytvoření tlaku 500 bar v rámci jednoho zdvihu. Pokud by tento zdvih při testování zařízení nepostačoval k vytvoření tlaku 500 bar, je možné zdvih screw pump jednoduchou konstrukční úpravou navýšit. [15]

Na základě volby typu screw pump byl navržen mechanismus umožňující automatizaci s připojením na motor s převodovkou. Celý mechanismus nezávislého zpevnění byl implementován do zástavby současné konstrukce jednotky. Provedená

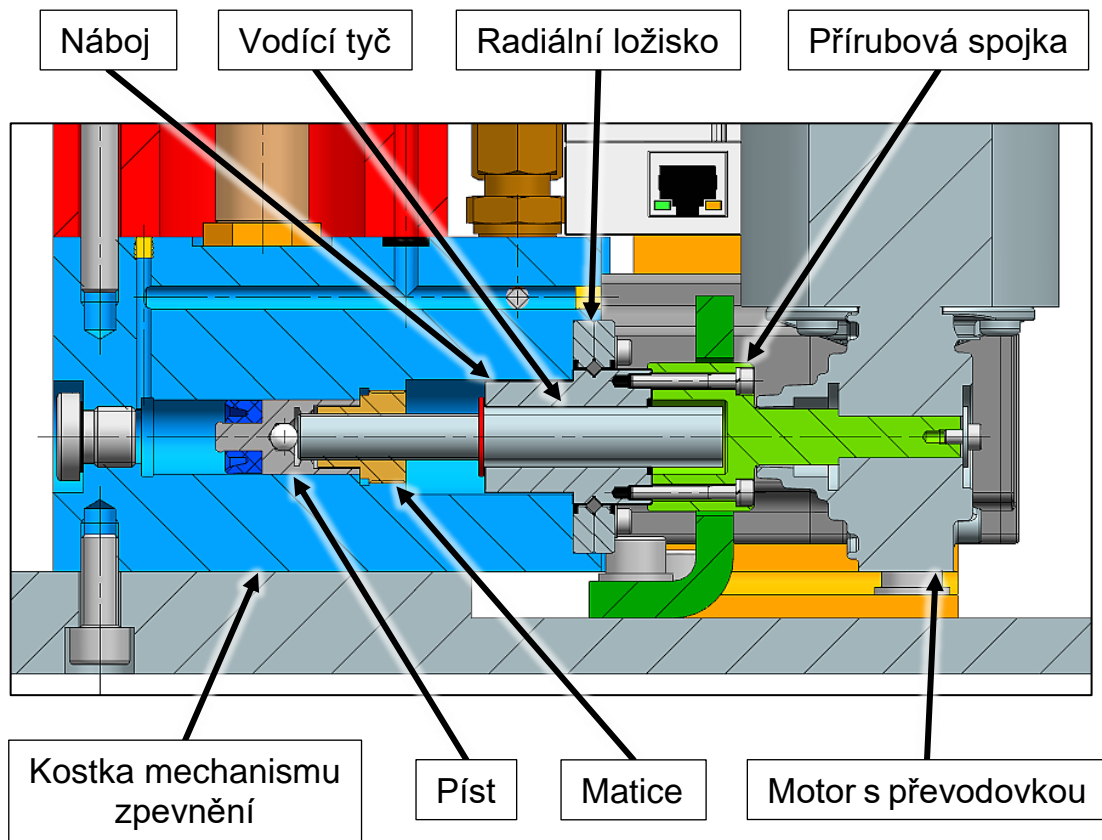
konstrukční úprava jednotky spočívá v umístění kostky mechanismu zpevnění na místo původně plného materiálu. Dále pak došlo k upevnění motoru a přeskupení modulů I/O. Odkrytovaná jednotka s implementovaným mechanismem zpevnění je zobrazena na obr. 41.



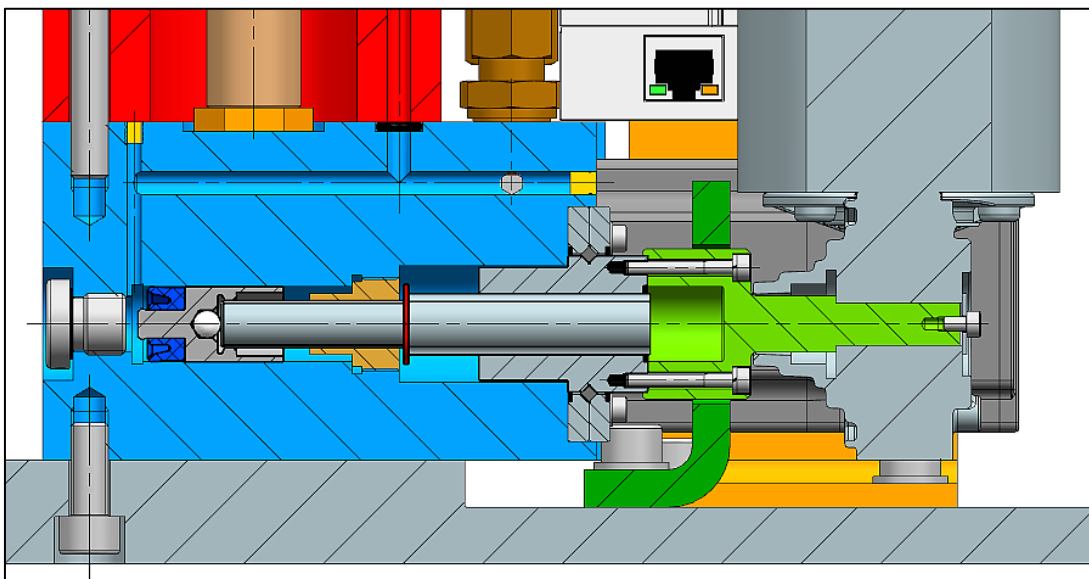
Obr. 41: Návrh polohovací jednotky s integrovaným mechanismem nezávislého zpevnění

Detail uspořádání uvnitř kostky mechanismu zpevnění je zobrazen na obr. 42. Jedná se o detail vertikálního osového řezu mechanismem zpevnění. Těleso válce screw pump tvoří přímo kostka mechanismu zpevnění. Funkce dilatační spojky dle schématu uvedeného v kap. 5.3.2 je realizována pomocí kuličkové tyče s drážkou od firmy Nippon Bearing. Jedná se o vodící tyč uloženou v náboji, kdy rotace tyče vůči náboji není možná díky drážkám. Kontakt vodící tyče s nábojem je realizován pomocí kuliček. Součástí náboje je radiální ložisko, jehož vnější kroužek je připojen na kostku mechanismu zpevnění, takže náboj s vodící tyčí může rotovat. Levá část vodící tyče obsahuje závit sloužící jako nastavovací šroub zařízení screw pump. Na motor je připojena přírubová spojka, která zajišťuje spojení náboje s převodovkou a motorem. Funkce mechanismu je následující. Spuštěním motoru začne rotovat přírubová spojka. Moment je přenášen na náboj a vodící tyč. Radiální ložisko zajišťuje přenos pouze krouticího momentu na vodící tyč a nikoli radiálních sil. Vodící tyč je zašroubovávána do matice, čímž přenáší axiální

sílu lineárního pohybu přes kuličku na píst. Kulička zajišťuje přenos pouze axiálních sil na píst. Dopředný pohyb pístu postupně zvyšuje tlak v obvodu.



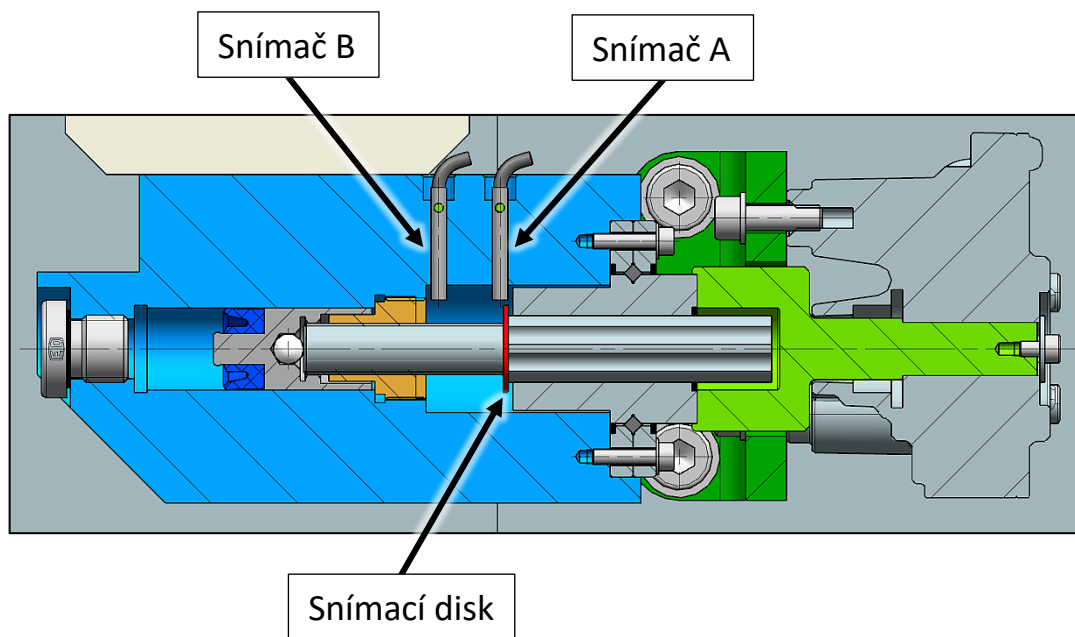
Obr. 42: Osový řez mechanismem zpevnění – zasunutý stav



Obr. 43: Osový řez mechanismem zpevnění – vysunutý stav

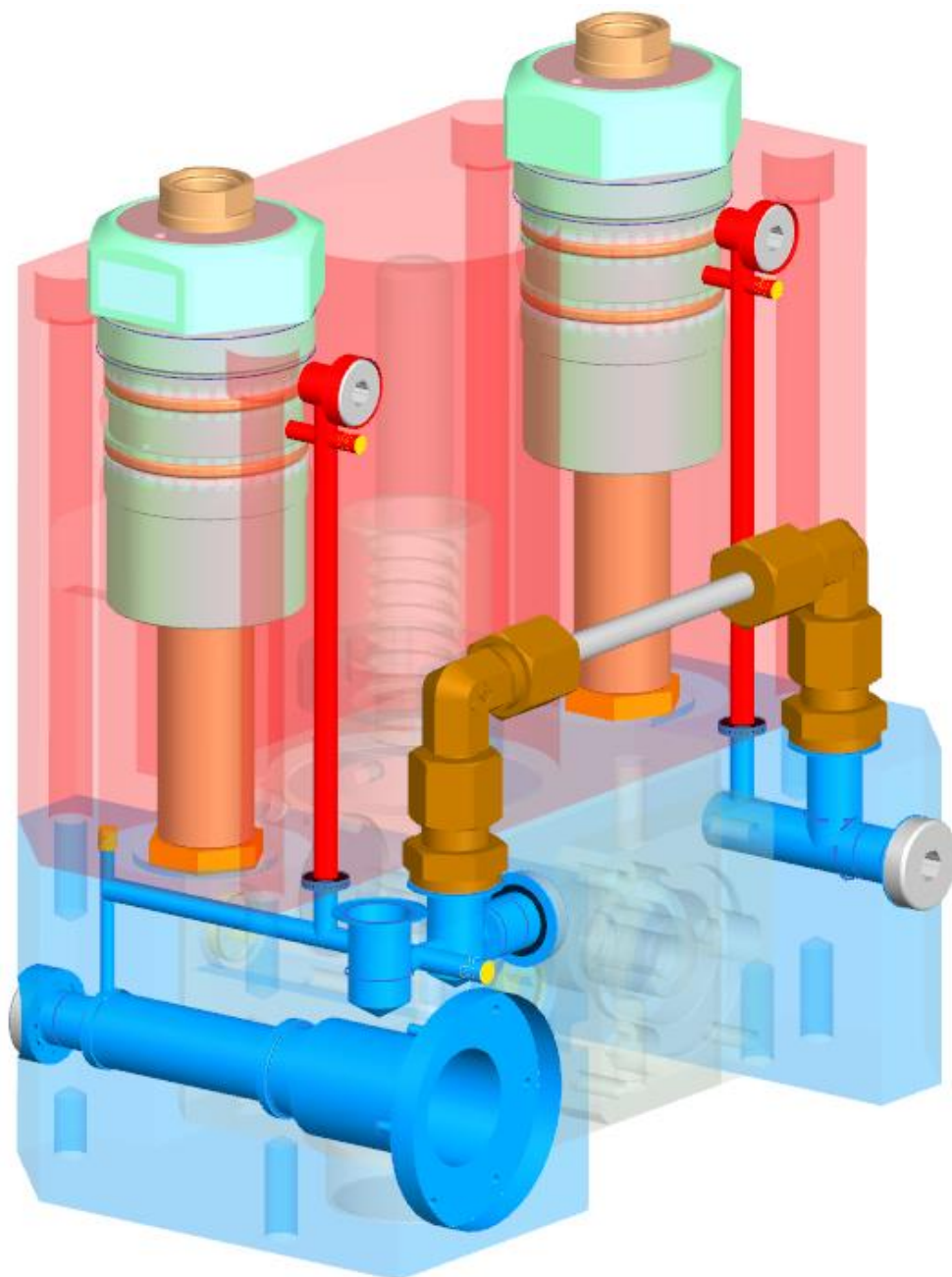
Zvyšující se tlak v obvodu je sledován tlakovým snímačem, který vypne motor ve chvíli dosažení požadovaného tlaku. Krajiní poloha vysunutého screw pump je zobrazena na obr. 43. Zařízení screw pump díky těsnění U-manžetou dokáže udržet vytvořený tlak, což je vlastnost deklarovaná výrobcem. Pro snížení vytvořeného tlaku je motor spuštěn v reverzních otáčkách.

Pro kontrolu aktuálního stavu mechanismu zpevnění jsou použity dva snímané parametry. Jednak stav tlaku v hydraulickém obvodu a jednak poloha pístu. Tlak je sledován pomocí tlakového snímače Parker SCP 05-500 umístěného na kostce mechanismu zpevnění. Poloha pístu v krajních polohách je snímána pomocí dvojice koncových indukčních snímačů Festo SIEH-3B. Umístění snímačů v rámci kostky mechanismu zpevnění je zobrazeno na obr. 44. Snímače zaznamenají signál při přiblížení snímacího disku a informují o přiblížení se krajní poloze. Snímače jsou nastaveny na jmenovitou pracovní vzdálenost od snímacího disku a zajištěny stavěcími šrouby, které jsou umístěny na spodní straně kolmo na osu snímačů.



Obr. 44: Řez horizontální rovinou mechanismem zpevnění

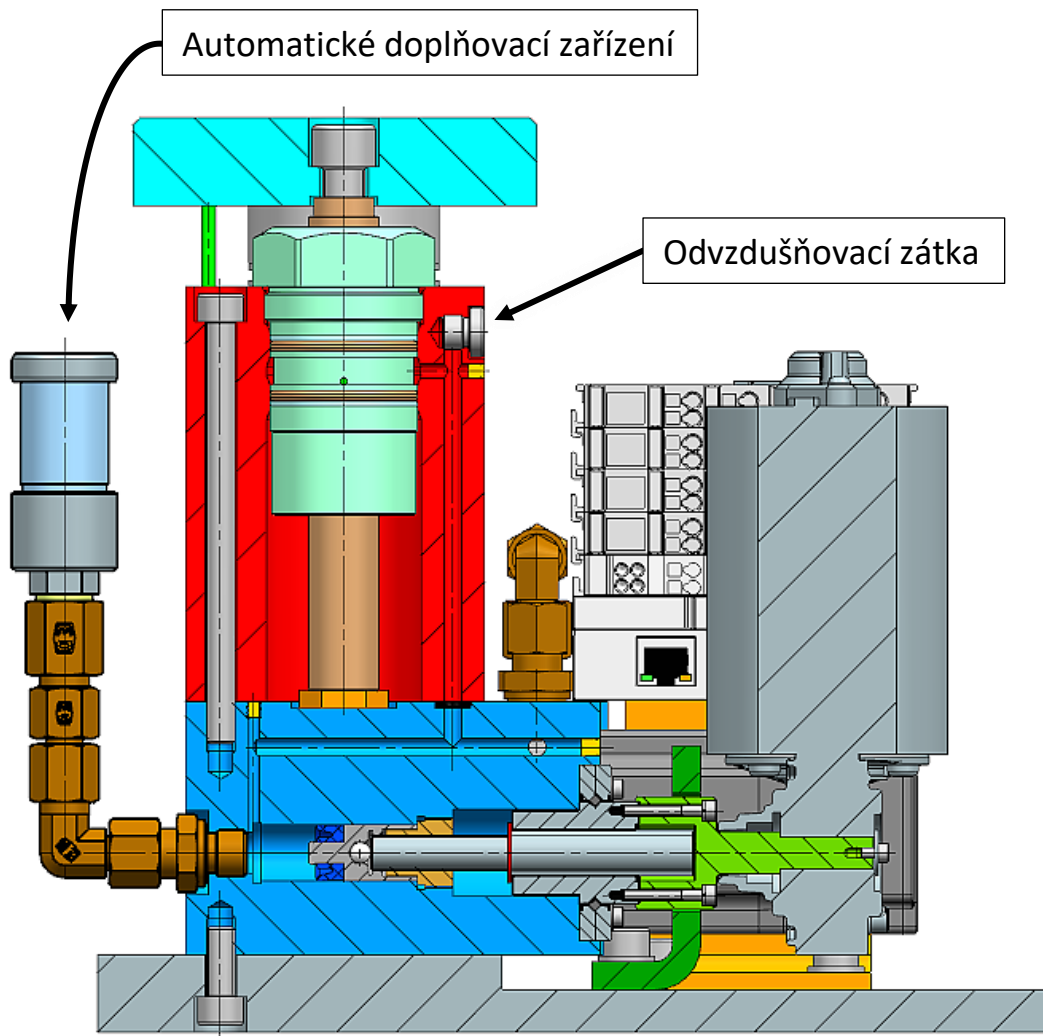
Hydraulický obvod, který spojuje screw pump s upínači, je zobrazen na obr. 45. Technologické vývrty jsou zaslepeny pomocí zásepek nebo pomocí závitové zátky, aby bylo možné hydraulický obvod odvzdušnit. Z kostky mechanismu zpevnění jsou vývrty vedeny k levému a pravému upínači. Volný svislý vývrt se závitem na kostce mechanismu zpevnění je připraven pro připojení tlakového snímače.



Obr. 45: Hydraulické vedení v konstrukci polohovací jednotky

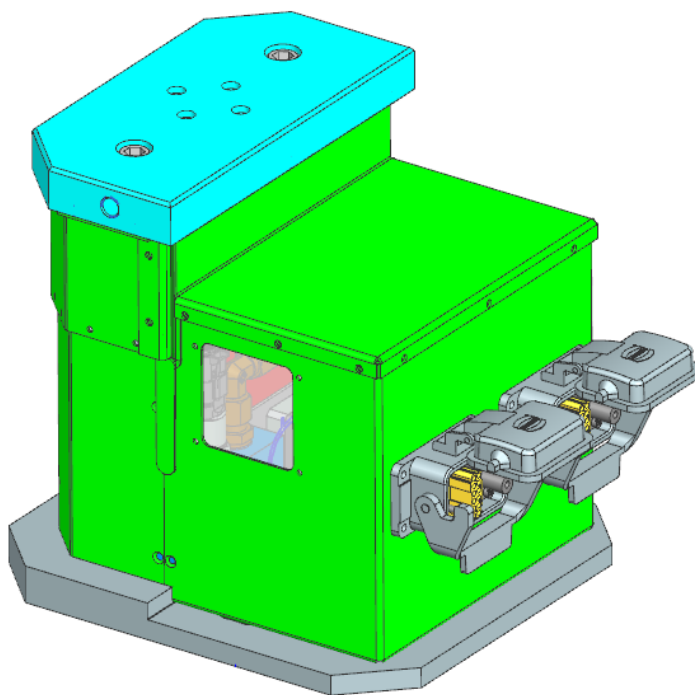
Před uvedením funkce mechanismu zpevnění do provozu je potřeba celý obvod odvzdušnit, aby docházelo ke stlačování kapaliny s minimálním zbytkovým objemem vzduchu v obvodu. Špatné odvzdušnění by mohlo způsobit nedosažení potřebného tlaku v rámci dovoleného zdvihu screw pump. Uspořádání jednotky při odvzdušňování je zobrazeno na obr. 46. Do obvodu je připojeno automatické doplňovací zařízení 4610.10 od firmy Kostyrka, které obsahuje nádržku s hydraulickým médiem a jednosměrný ventil. Dále je uvolněna postupně jedna a následně druhá odvzdušňovací zátka na obou vedeních k jednotlivým upínačům. Zároveň je pohybováno screw pump mezi horní a dolní úvratí.

Zpětný pohyb screw pump je realizován při utažených zátkách, takže je hydraulické médium čerpáno do obvodu z doplňovacího zařízení. Dopředný pohyb screw pump je naopak realizován s uvolněními zátekami. Touto metodikou je možné minimalizovat vzduchové bubliny v obvodu a obvod tak odvzdušnit.



Obr. 46: Odvzdušňování hydraulického vedení

Celé zařízení je ve stylu původního stavu polohovací jednotky zakrytováno. Zakrytovaná jednotka je zobrazena na obr. 47. Oproti původnímu stavu došlo k nárůstu vertikálního rozměru ovládacího prostoru jednotky o 42,5 mm. Této úpravě bylo potřeba přizpůsobit krytování. Bylo zachováno kontrolní okénko, kterým je možné sledovat stav kontrolky na modulech I/O.

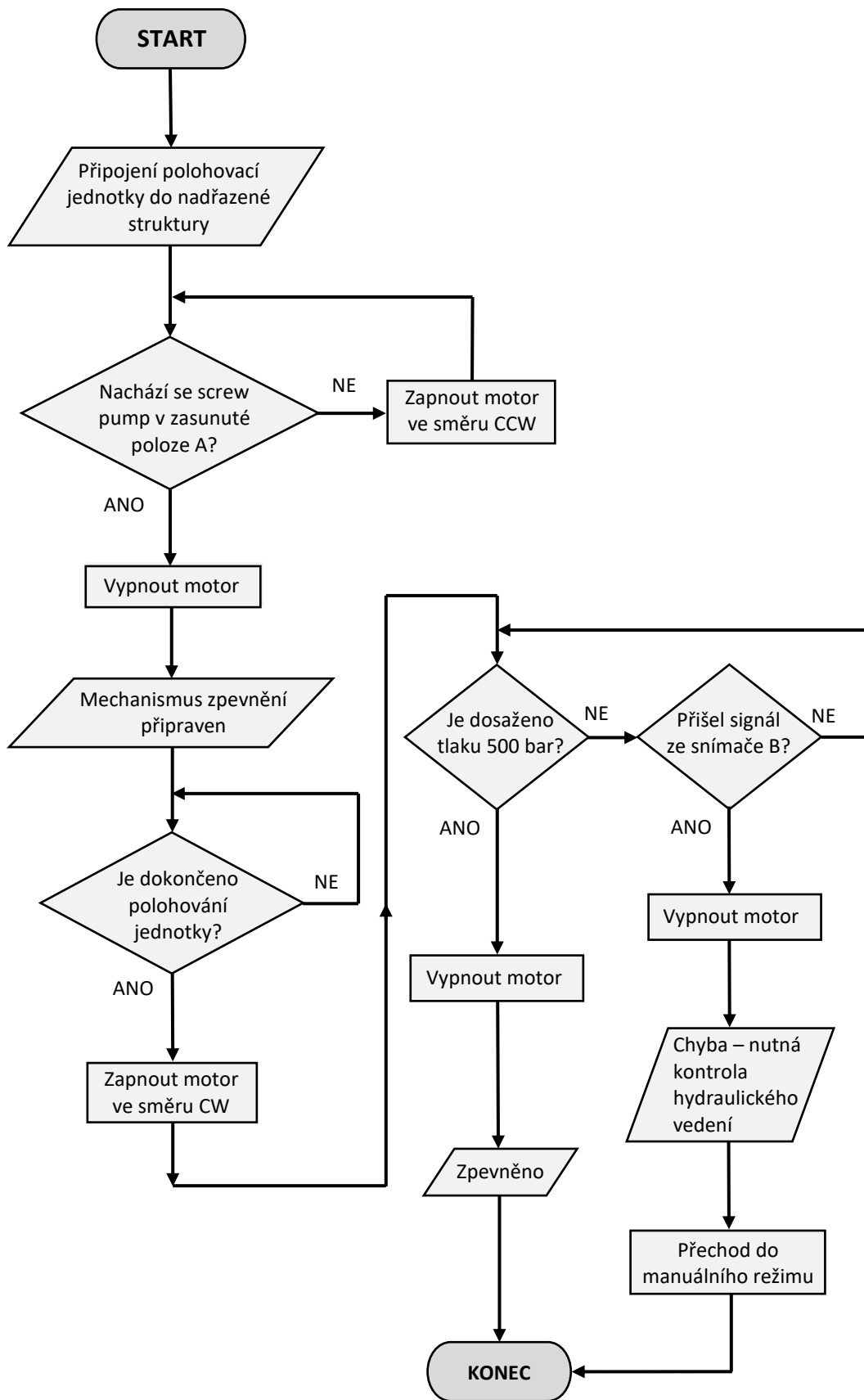


Obr. 47: Návrh krytování polohovací jednotky

6.1 Řídící algoritmus

Ovládání mechanismu zpevnění spolupracuje s nadřazeným ovládacím softwarem, který sleduje aktuální stav napolohování sady polohovacích jednotek a ve chvíli, kdy je polohování dokončeno, vyšle pokyn ke zpevnění jednotlivých polohovacích jednotek. Mechanismus zpevnění je ovládán pomocí směru otáček motoru – CW (clockwise) a CCW (counterclockwise). Informace o aktuálním stavu získává z použitých snímačů – tlakového snímače a indukčních snímačů A a B. Návrh algoritmu pro funkci nezávislého hydraulického zpevnění je uveden na obr. 48.

Uvolnění mechanismu zpevnění probíhá na platformě uvedeného algoritmu, kdy se jedná o zapnutí reverzních otáček motoru ve směru CCW (counterclockwise) a kontrolu dosažení snímače A.

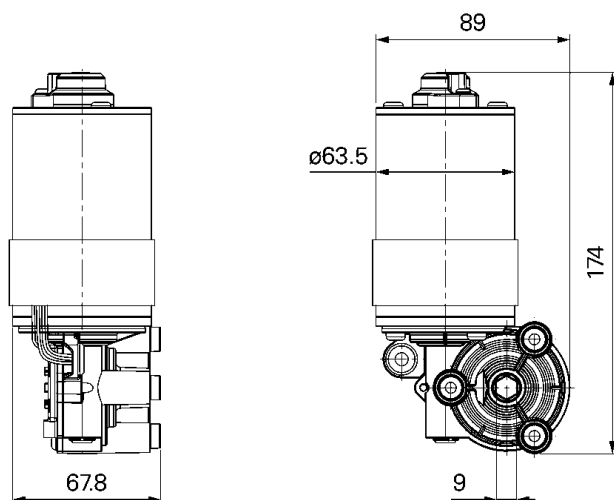


Obr. 48: Návrh algoritmu pro funkci nezávislého hydraulického zpevnění

6.2 Návrh pohonu

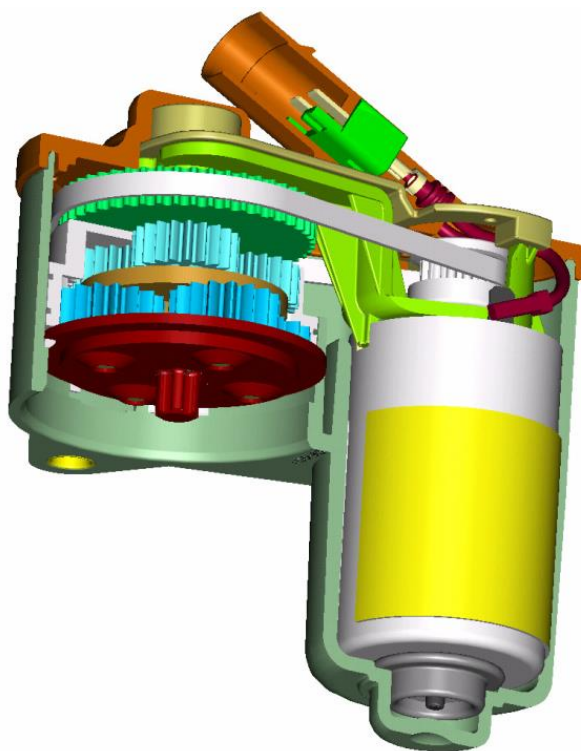
Dle informací výrobce screw pump je k vytvoření tlaku 500 bar pomocí typu s průměrem pístu 16 mm potřeba dodat krouticí moment 13 N.m (viz kap. 3.3.1). Závislost axiální síly (zde přepočtené přes plochu pístu na generovaný tlak) na krouticím momentu vychází z výpočtů šroubové dvojice. Výrobce je uváděno, že tato závislost je znatelně ovlivněna kvalitou mazání, která ovlivní součinitel tření v závitu. Z kontrolních výpočtů pro ověření katalogových hodnot bylo zjištěno, že uvedený graf je vykreslen pro součinitel tření v závitu s hodnotou 0,23. Kompletní výpočet je uveden v příloze I. Dle normy VDI 2230 lze uvažovat, že součinitel tření v závitu se může pohybovat v rozmezí hodnot 0,08 až 0,24. Tomuto rozmezí pak odpovídá krouticí moment pro generování tlaku 500 bar v rozmezí 6,6 až 15,2 N.m. Pro výpočet motoru bude uvažován krouticí moment odpovídající větší hodnotě tření v závitu. Vybraný pohon tak musí dodat krouticí jmenovitý moment 15,2 N.m. Otáčky pak budou definovat, za jaký čas dojde k vyvození potřebného tlaku. Vyšší otáčky znamenají kratší dobu upnutí, ale zároveň vyšší výkon pohonu, a tudíž jeho větší zástavbové rozměry.

Jako pohon byl zvolen motor s převodovkou TGM2 od firmy Timotion. Jedná se o kompaktní stejnosměrný motor napojený na šnekovou převodovku. Jeho zástavbové rozměry jsou uvedeny na obr. 49. Pohon lze napájet 24V nebo 32V. Z mechanických charakteristik uvedených v katalogovém listu vyplývá, že motor při zatížení 15,2 N.m disponuje počtem otáček 72 min^{-1} . Navržený pohon dokáže ale dodat moment až 24,4 N.m. Tento vysoký krouticí moment by mohl vést k poškození nastavovacího šroubu a celého zařízení screw pump. Proto je potřeba omezit moment pohonu na 15,2 N.m pomocí omezení dodaného proudu na hodnotu 8A. [37]

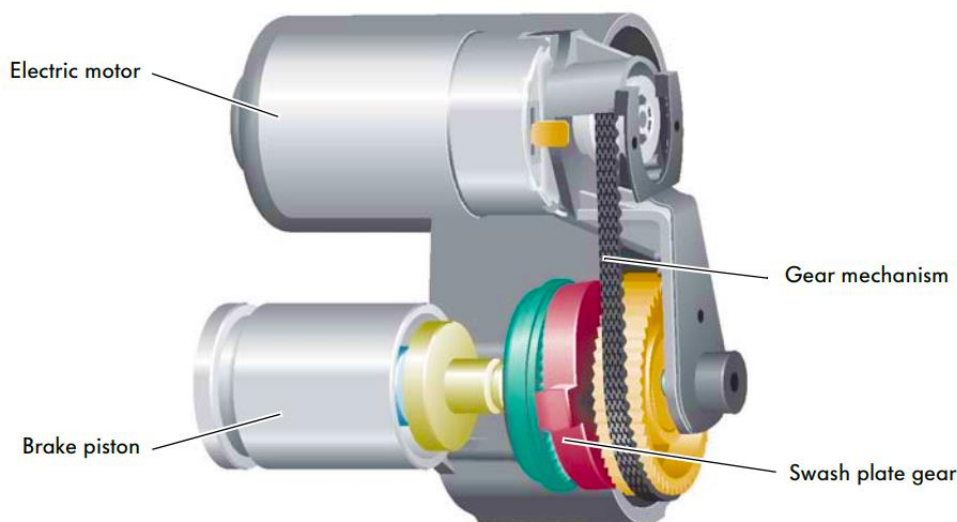


Obr. 49: Rozměry motoru Timotion TGM2 [37]

Ještě kompaktnější alternativou jsou pohony použité v elektrické parkovací brzdě vyráběné firmou ZF TRW. Pohon se skládá z motoru a převodovky. Použitá převodovka je planetová (obr.50) nebo se používá speciální typ harmonické převodovky (obr. 51) a převodový poměr se pohybuje v rozmezí 120:1 až 150:1. Tyto pohony byly vyvinuty tak, aby byly maximálně zredukovány zástavbové rozměry a zároveň byly splněny požadované mechanické parametry. Výstupní mechanické parametry pohonu se pohybují ve jmenovitých hodnotách momentu 15 až 20 N.m a 40 až 60 otáček za minutu při zatížení jmenovitým momentem. Konkrétní mechanické charakteristiky závisí na konkrétní převodovce a použitém motoru. Tyto pohony jsou na trhu dostupné pouze jako náhradní díly a detailní mechanické vlastnosti pohonu nejsou od výrobce zjistitelné z důvodu ochrany informací. Použití tohoto pohonu by zahrnovalo nejdříve laboratorní měření jeho přesných mechanických charakteristik, což pro prováděný návrh nebylo akceptovatelné. [38]



Obr. 50: Pohon pro EPB s planetovou převodovkou [38]



Obr. 51: Pohon s harmonickou převodovkou ve spojení s pístem [20]

Kompaktní motory použité v konstrukci EPB dodává firma Johnson Electric. Dle velikosti a požadovaných mechanických charakteristik jsou motory dodávány ve třech typech: S400D, S600C a S700P. Typ S700P má rozměry $\varnothing 42,3 \times 66$ a je napájen napětím 12V. V nezátíženém stavu dosahuje otáček $12\,690 \text{ min}^{-1}$ a ve stojícím stavu působí krouticím momentem $0,830 \text{ N.m}$ při proudu $2,2\text{A}$. [39]

Dle stoupání nastavovacího šroubu zařízení screw pump a mechanických parametrů pohonu lze stanovit potřebný čas pro vytvoření tlaku 500 bar. Bude uvažováno, že pro vytvoření tlaku se využije celý zdvih screw pump, to znamená 15 mm, což je nejméně příznivý stav z pohledu času upnutí. Počet otáček pro upnutí je dán vztahem

$$n_{\text{upnutí}} = \frac{h}{P} = \frac{15}{1,5} = 10 \quad (6.2)$$

kde stoupání nastavovacího šroubu je $P = 1,5 \text{ mm}$ a zdvih $h = 15 \text{ mm}$.

Potřebný čas pro vyvození tlaku 500 bar při využití celého zdvihu screw pump je dán počtem otáček motoru. Otáčky motoru jsou závislé na vnějším zatížení, které se při nárůstu tlaku lineárně zvyšuje. Vlivem toho dochází k lineárnímu poklesu otáček. Otáčky motoru jsou při nulovém zatížení 108 min^{-1} a při plném zatížení $15,2 \text{ N.m}$ jsou 72 min^{-1} . Pro přibližný výpočet času upnutí jsou stanoveny střední otáčky motoru $n_{\text{motoru}} = 90 \text{ min}^{-1}$. Čas upnutí je pak dán vztahem [37]

$$t_{\text{upnutí}} = \frac{n_{\text{upnutí}}}{n_{\text{motoru}}} \cdot 60 = \frac{10}{90} \cdot 60 = 6,6 \text{ s.} \quad (6.3)$$

Vypočtený čas upnutí je pouze přibližný, jelikož nezahrnuje časy rozběhu a doběhu. Provedené výpočty ale ukazují, že tyto časy by se měly pohybovat celkem do 0,4 s vzhledem k rozběhu bez zátěže a doběhu s plnou zátěží motoru. Skutečné časy ale budou dány reálnými vlastnostmi motoru a celého mechanismu. Dále je náročné přesněji stanovit, jaký skutečný zdvih zařízení screw pump bude v reálném zařízení potřeba pro vytvoření žádaného tlaku. Tyto vlastnosti mechanismu zpevnění je možné ověřit až na reálné konstrukci.

6.3 Kontrola kuličkové tyče

Použitá kuličková tyč s drážkou od firmy Nippon Bearing nese označení SPR13. Náboj kuličkové tyče zachytává radiální síly a klopné momenty tak, aby z pohonu byl na nastavovací šroub zařízení screw pump přenášén pouze krouticí moment. Kuličková tyč je tedy zatěžována především krouticím momentem a předem nedefinovatelné radiální síly a klopné momenty jsou při kontrole zanedbány. Únosnosti kuličkové tyče SPR13 jsou následující. [40]

- Statická únosnost v krutu $C_{0T} = 39,2$ N.m
- Dynamická únosnost v krutu $C_T = 21$ N.m

Bezpečnost vůči statické únosnosti je kontrolována při maximálním dovoleném momentu motoru. Statická bezpečnost je dána vztahem

$$S_0 = \frac{C_{0T}}{M_{k_motor}} = \frac{39,2}{15,2} = 2,6 \quad (6.4)$$

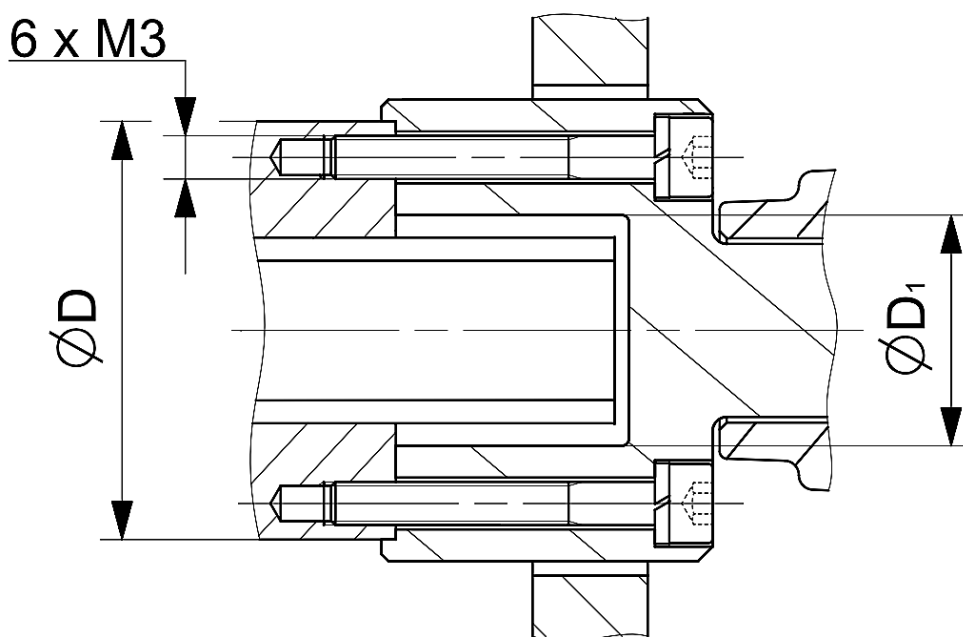
kde maximální dovolený moment motoru je $M_{k_motor} = 15,2$ N.m. Minimální doporučená hodnota statické bezpečnosti pro provoz bez rázů a s definovaným zatížením je dle Nippon Bearing 2,5. Vypočtená hodnota statické bezpečnosti $S_0 = 2,6$ tedy vyhovuje. [40]

Dynamická únosnost definuje životnost kuličkové tyče. Výpočet životnosti v kilometrech ujeté dráhy je dán vztahem

$$L = \left(\frac{C_T}{M_{k_motor}} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{21}{15,2} \right)^3 \cdot 50 = 131 \text{ km} \quad (6.5)$$

6.4 Kontrola přírubové spojky

Pro spojení motoru s nábojem kuličkové tyče je použita přírubová spojka. Jednu z přírub tvoří náboj kuličkové tyče a druhou náboj motoru. Příruby jsou středěny a spojeny šrouby. Výpočtové schéma spojky je zobrazeno na obr. 52. Přírubová spojka se kontroluje na přenos krouticího momentu, který je přenášen třením mezi čely přírub. [41]



Obr. 52: Výpočtové schéma přírubové spojky

Pro spojení přírub jsou použity šrouby pevnostní třídy 12.9, jejichž smluvní mez kluzu je dle normy VDI 2230 dána hodnotou $R_{p0,2} = 1\,080\text{ N/mm}^2$. Tahové napětí v jádře šroubu je vyvoláno montážním předpětím a lze ho zjednodušeně stanovit vztahem

$$\sigma_v = 0,65 \cdot R_{p0,2} = 0,65 \cdot 1\,080 = 702\text{ N/mm}^2 \quad (6.6)$$

Ke spojení přírub je použito šest šroubů M3. Výsledná svěrná síla F_N je vyvolána montážním předpětím šroubů přírub. Svěrnou sílu lze stanovit vztahem

$$F_N = i \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \sigma_v = 6 \cdot \frac{\pi \cdot 2,387^2}{4} \cdot 702 = 18\,849\text{ N} \quad (6.7)$$

kde d_3 je průměr jádra závitu spojovacích šroubů a i je počet šroubů.

Třecí moment lze určit z třecí síly, která je vyvolána montážním předpětím šroubů a součinitelem tření. Třecí síla působí na středním poloměru R_S kontaktních ploch přírub, který je dán vztahem

$$R_S = \frac{D + D_1}{4} = \frac{29 + 16}{4} = 11,25 \text{ mm} \quad (6.8)$$

kde D a D_1 je vnější a vnitřní průměr kontaktní plochy.

Třecí moment je dán vztahem

$$M_T = f \cdot F_N \cdot R_S = 0,14 \cdot 18\,849 \cdot 11,25 = 29,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.9)$$

kde f je součinitel tření mezi čely přírub a R_S je střední poloměr kontaktních ploch přírub.

Z třecího momentu M_T , který dokáže spojka přenést, a z přenášeného maximálního momentu M_{k_motor} lze stanovit bezpečnost přenosu momentu

$$k_T = \frac{M_T}{M_{k_motor}} = \frac{29,7}{15,2} = 2 \quad (6.10)$$

kdy doporučená minimální bezpečnost dle [41] je 1,2. Spojka tudíž přenese požadovaný moment s dostatečnou bezpečností.

7 Návrh navýšení únosnosti polohovací jednotky

Únosnost současné jednotky dosahuje hodnoty 500 kg, což omezuje použití systému vyrovnání obrobku pro hmotnější obrobky. Pro navýšení únosnosti byly vytvořeny dva návrhy, které umožní navýšení kapacity současného konceptu jednotky. Návrhy jsou blíže popsány v následujících kapitolách.

7.1 Návrh 1 – Systém hydraulického nadlehčování

Schéma návrhu 1 je zobrazeno na obr. 53. Jedná se o spojení polohovací jednotky s hydromotorem. Funkce je navržena tak, že hydromotor zajišťuje nadlehčení nesené hmoty do takové míry, aby se hmota dostala do pásma únosnosti kuličkového šroubu, který nesenou hmotu napolohuje na žádanou hodnotu. Navržená koncepce polohovací jednotky tak zahrnuje elektrickou a hydraulickou vertikální pohybovou osu.

Hydromotor je napojen na hydraulický obvod, který obsahuje obousměrný hydrogenerátor napojený na servomotor. To znamená, že pomocí regulace servomotoru lze řídit polohu hydromotoru, která je odměřována přímo.

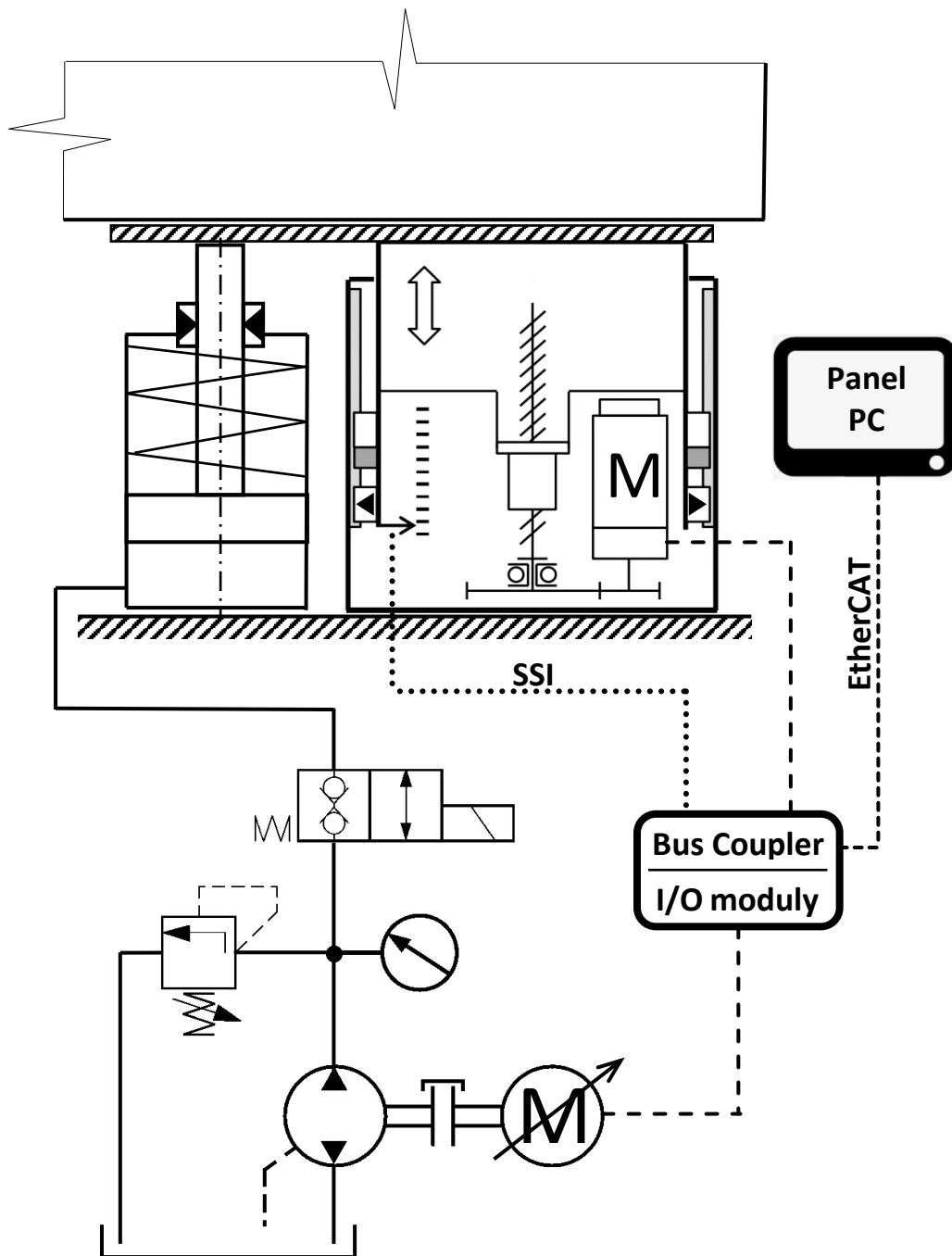
Hydraulický obvod se skládá z nádrže, servomotoru, obousměrného hydraulického čerpadla, pojistného ventilu, manometru a sedlového rozvaděče. Sedlový rozvaděč 2/2 zastává v obvodu bezpečnostní funkci. Při běžné funkci je rozvaděč v poloze otevřeno. V případě poruchy, kdy by došlo k zastavení čerpadla, se přeruší signál do cívky a rozvaděč se přepne do polohy zavřeno, čímž zabrání případnému pohybu nesené hmoty.

Jelikož obousměrné čerpadlo umožňuje zaměňovat směr průtoku, díky čemuž mohou oba výstupy z čerpadla zastávat tlakovou větev, je lekáž čerpadla externí. V případě, že se ověří, že tlak v sací větvi daného obvodu nepřesáhne 3 bar, je možné lekáž svést do sací větve, jako tomu je u jednosměrného čerpadla. Pokud by se tlakový olej dostal do vedení lekáže, došlo by k přístupu tohoto oleje na vnitřní stranu gufera výstupní hřídele a k jeho vytlačení, což zapříčiní havárii čerpadla

Oba servomotory jsou připojeny na I/O moduly v rámci bus coupleru a ovládány z programu běžícího na PLC v panel PC.

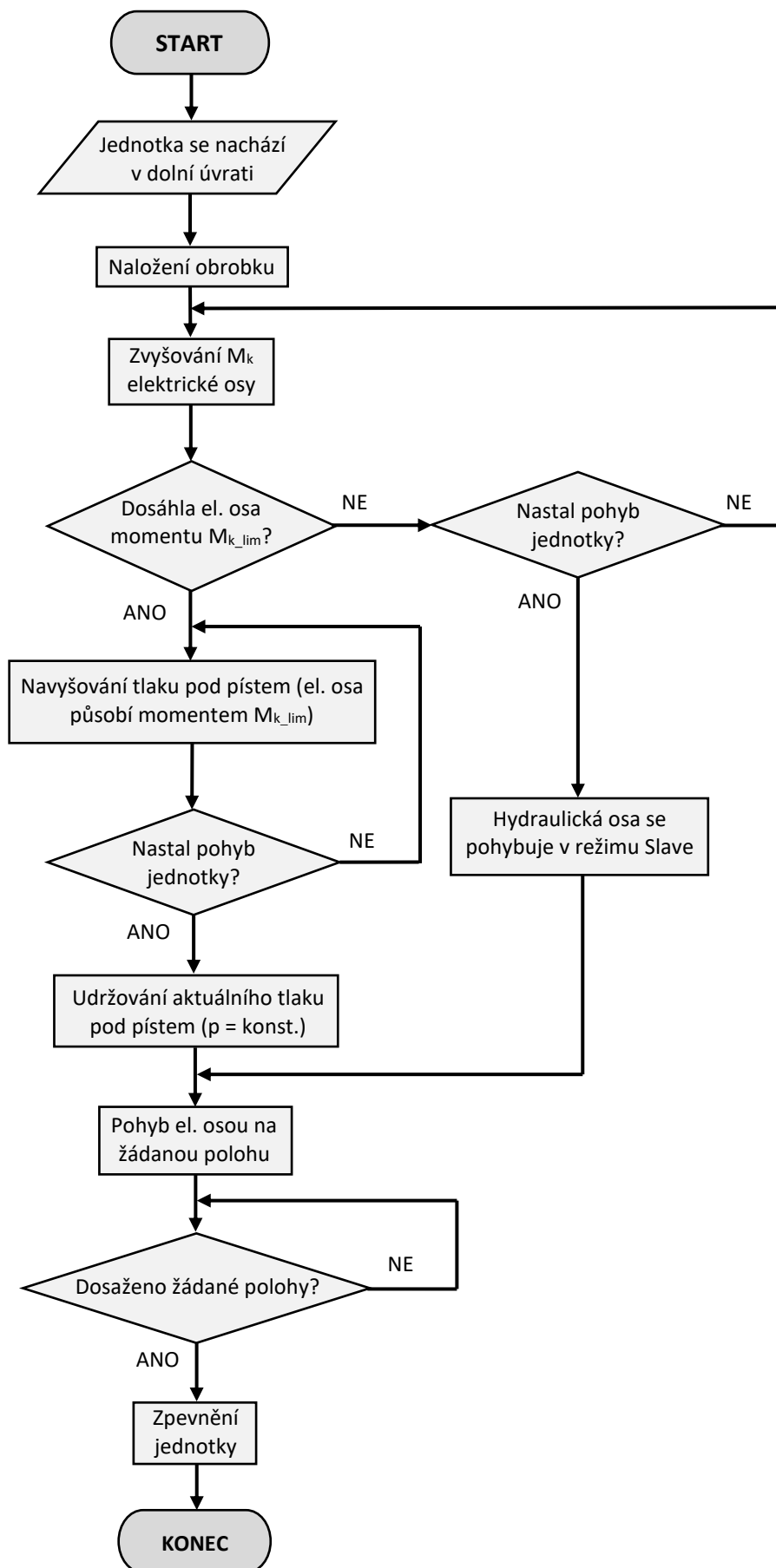
Polohovací jednotka pracuje ve dvou módech. Mód 1 popisuje situaci, kdy hmotnost obrobku je nižší než 500 kg, to znamená že s danou hmotností dokáže polohovat pouze elektrická jednotka. Při tomto módu pracuje polohovací jednotka v režimu Master-Slave. Elektrická osa obsahuje přímé odměřování a zastává roli Master. Hydraulická osa se pohybuje v režimu Slave a v rámci kaskádní regulace využívá polohové smyčky uzavřené

z přímého odměřování elektrické osy. Polohování tak realizuje elektrická osa a hydraulická osa pouze sleduje její pohyb.



Obr. 53: Návrh 1 – Systém hydraulického nadlehčování

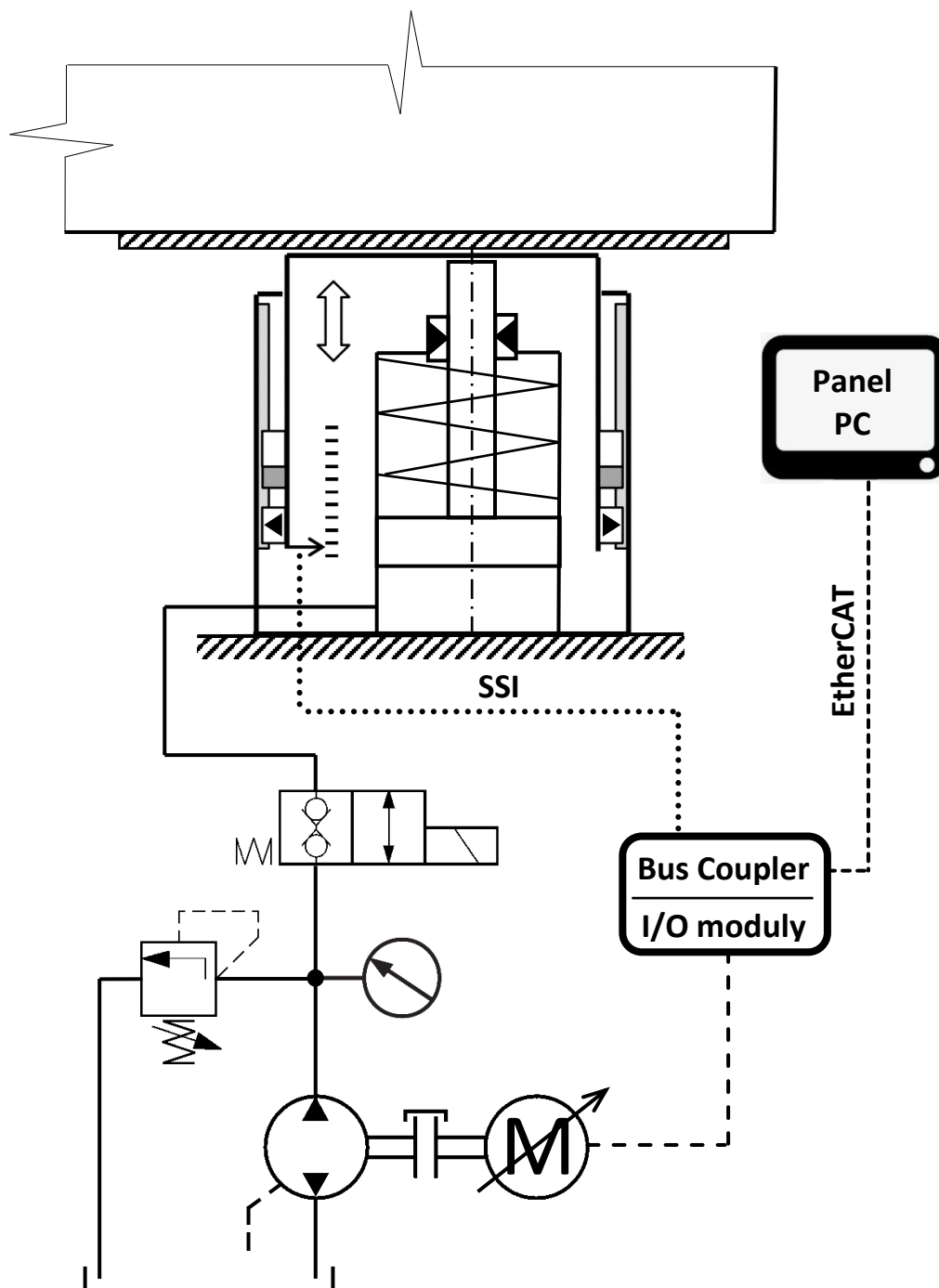
Mód 2 představuje situaci, kdy se polohuje s hmotou nad 500 kg. V tomto případě se aktivuje systém hydraulického nadlehčování, který spočívá v kooperaci hydraulické a elektrické osy. Kompletní algoritmus systému hydraulického nadlehčování je uveden na obr. 54.



Obr. 54: Algoritmus systému hydraulického nadlehčování

7.2 Návrh 2 – Elektro-hydraulický aktuátor

V návrhu 2 (obr. 55) došlo k vyřazení elektrické osy reprezentované převodovkou a kuličkovým šroubem z prostoru zástavby jednotky a osa byla nahrazena hydromotorem. Jedná se tedy o elektro-hydraulický aktuátor. Žádaná poloha je tak dosažena pomocí řízení hydromotoru v polohové vazbě s přímým odměřováním. Použitý hydraulický obvod je identický s obvodem použitím v návrhu 1.



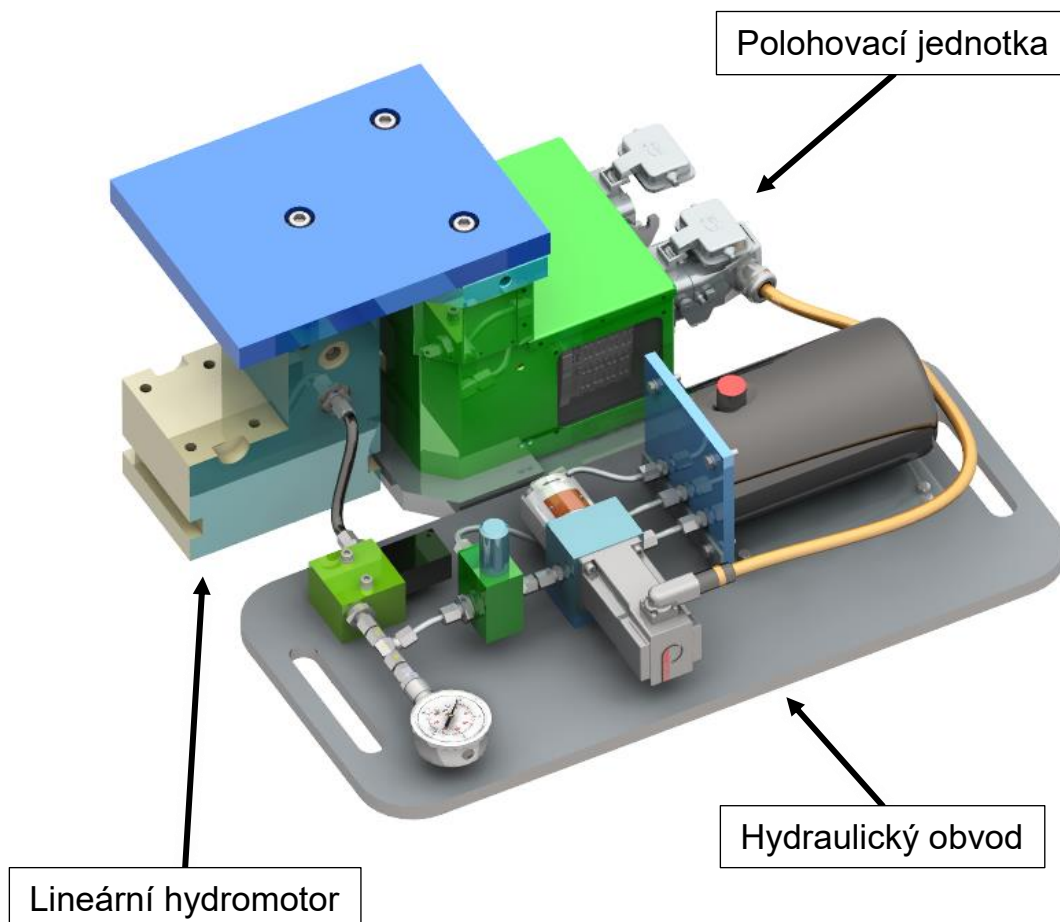
Obr. 55: Návrh 2 – Elektro-hydraulický aktuátor

7.3 Návrh experimentálního zařízení

Aby bylo možné posoudit vlastnosti navržených řešení z pohledu přesnosti polohování nesené hmoty a získat doporučení pro konstrukční úpravy polohovací jednotky, bylo rozhodnuto, že se vlastnosti návrhů ověří na experimentálním zařízení. Zařízení bude sloužit k testování vlastností, aby bylo možné stanovit optimální řešení navýšení únosnosti. Jedná se o experimentální zařízení k ověření konceptu jednotky, na které mohou dále navázat konstrukční úpravy polohovací jednotky, které budou následovat optimální koncept navýšení únosnosti. Tento krok v podobě návrhu kompaktní polohovací jednotky je již nad rámec této práce.

Experimentální zařízení bude navrženo tak, aby bylo možné v rámci jednoho zařízení testovat oba navržené přístupy k navýšení kapacity jednotky.

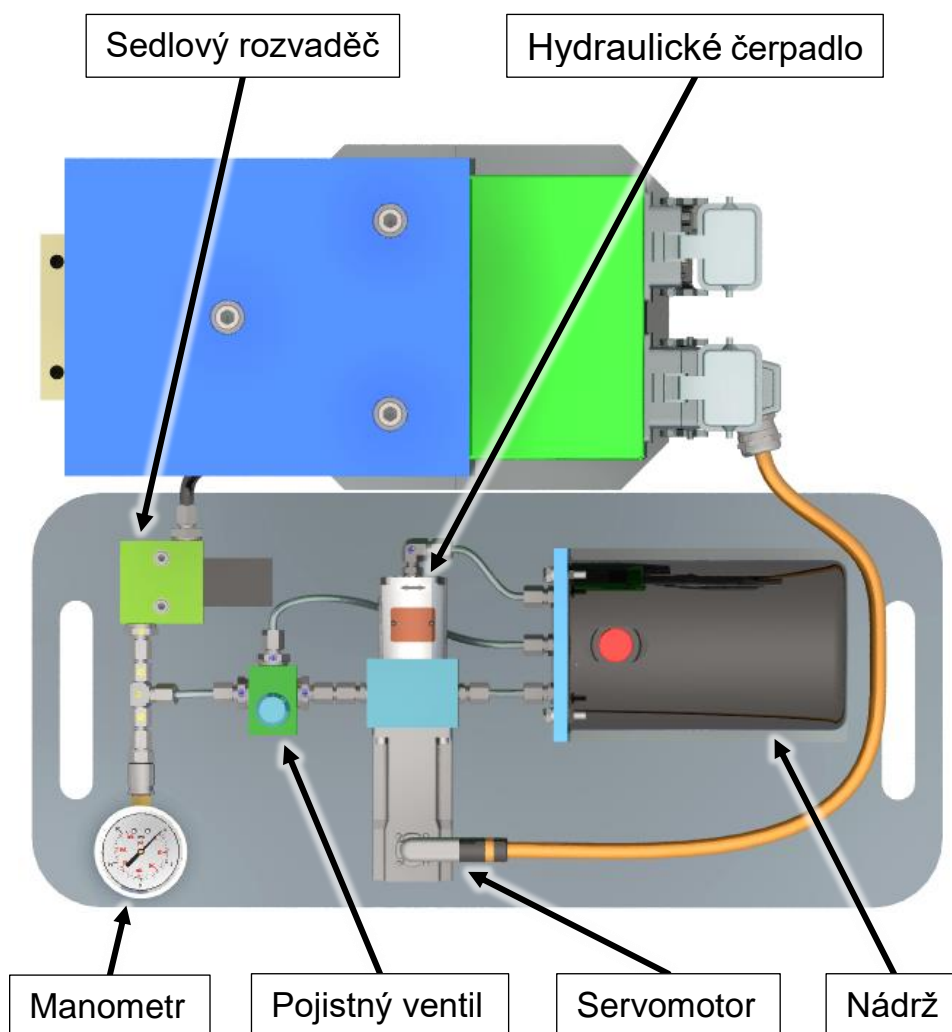
Rozložení experimentu je zobrazeno na obr. 56. Polohovací jednotka je spojena s lineárním hydromotorem pomocí nosné plošiny, na kterou se umístí polohovaná hmota. Hydromotor je ovládaný pomocí navrženého hydraulického obvodu.



Obr. 56: Rozložení experimentálního zařízení

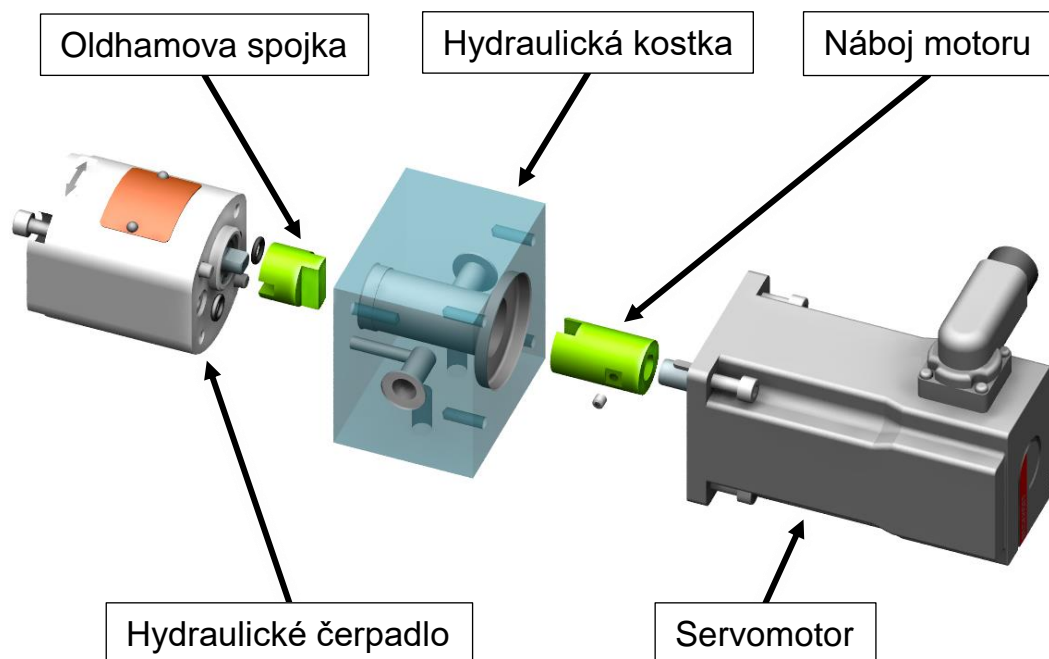
V rámci polohovací jednotky je možné odpojit pohon kuličkovým šroubem a tím je experimentální zařízení připraveno pro testování návrhu 2.

Na obr. 57 je zobrazen půdorysný pohled na experimentální zařízení. Hydraulický obvod je realizací schématu uvedeného v návrhu 1, respektive v návrhu 2. Pro oba návrhy je totiž použit identický hydraulický obvod. Na nádrž je napojeno vedení vstupující do čerpadla, svodové vedení z pojistného ventilu a lekáž čerpadla.



Obr. 57: Horní pohled na experimentální zařízení

Hydraulické vývody čerpadla jsou z čela na straně hřídele. Proto je potřeba čerpadlo připojit na hydraulickou kostku, která vývody převede do potřebného směru. Hydraulická kostka slouží jako mezikus pro spojení čerpadla a servomotoru a zajišťuje jejich středění. Rozpad komponent spojení čerpadla a motoru je zobrazen na obr. 58.



Obr. 58: Rozpad spojení servomotoru s hydraulickým čerpadlem

Pro spojení hřídele čerpadla a servomotoru je využita Oldhamova spojka. Hřídel čerpadla je pro tuto spojku již připravena a na hřídel servomotoru je potřeba umístit náboj. Spojka kompenzuje rovnoběžnou nesouosost a v malé míře také úhlovou nesouosost. Spojka při otáčení koná planetový pohyb a její střed vykoná dvě otáčky za každou otáčku hřídele. Střed spojky opisuje kružnici a odstředivá síla roste s druhou mocninou otáček, proto je spojka vhodná pro nižší otáčky a její průměr by měl být co nejmenší. [41]

Pro pohon hydrogenerátoru je použit stejný motor jako pro pohon polohovací jednotky. Jedná se o servomotor Beckhoff AM8121-1F20-000, který má při napájení 48 V následující parametry:

- Jmenovitý moment: $M_n = 0,5 \text{ N.m}$
- Jmenovité otáčky: $n_n = 3\,000 \text{ min}^{-1}$
- Jmenovitý výkon: $P_n = 157 \text{ W}$

Na servomotor je napojený obousměrný hydrogenerátor od firmy Jihostroj typu X-0,18B s geometrickým objemem $V_g = 0,18 \text{ cm}^3$. Jedná se o nejmenší na trhu dostupný obousměrný hydrogenerátor. Maximální dosažitelný tlak při spojení servomotoru s čerpadlem je dán vztahem

$$p_H = \frac{M_n \cdot 20 \cdot \pi \cdot \eta_m}{V_g} = \frac{0,5 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 0,85}{0,18} = 148 \text{ bar} \quad (7.1)$$

kde účinnost η_m charakterizuje mechanické ztráty.

Použitý hydraulický hydromotor má průměr pístu $d_p = 36$ mm. Maximální možná síla, kterou dokáže daný motor skrze vytvořený tlak a plochu pístu vytvořit, je dána vztahem

$$F = p_H \cdot S = p_H \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 14,8 \cdot \frac{\pi \cdot 36^2}{4} = 15\,064 \text{ N.} \quad (7.2)$$

Průtok generovaný hydrogenerátorem při maximálních otáčkách lze stanovit vztahem

$$Q = \frac{V_g \cdot n_n \cdot \eta_v}{1\,000} = \frac{0,18 \cdot 3\,000 \cdot 0,95}{1\,000} = 0,51 \text{ l/min} \quad (7.3)$$

kde η_v charakterizuje objemové ztráty. Objem nádrže je 2 l což odpovídá provozu hydrogenerátoru při maximálních otáčkách po dobu 4 minut.

Rychlost vysouvání hydromotoru při maximálním průtoku Q je dána vztahem

$$v_H = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{0,51 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 36^2}{4}} = 0,50 \text{ m/min.} \quad (7.4)$$

Jako hydraulické vedení byla zvolena bezešvá trubka 6x1 (DN 4). Rychlost proudění v hydraulickém vedení při maximálním průtoku určuje vztah

$$v = \frac{Q}{S_{DN}} = \frac{Q}{60 \cdot \frac{\pi \cdot d_{DN}^2}{4}} = \frac{0,51 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4}} = 0,68 \text{ m/s} \quad (7.5)$$

kdy maximální dovolená rychlost v sacím vedení je 1 m/s. Trubku 6x1 vyhovuje maximálnímu možnému průtoku v navrženém hydraulickém obvodu.

Shrnutí parametrů navrženého experimentálního zařízení je zobrazeno v tab. 2. Kompletní výpočty hydraulického obvodu jsou uvedeny v příloze II.

Jmenovitý moment servomotoru	0,5 N.m
Maximální únosnost upínacího pouzdra hydromotoru	16 800 N
Maximální dosažitelný tlak	148 bar
Maximální průtok	0,51 l/min
Maximální rychlost proudění ve vedení DN04	0,68 m/s
Maximální síla hydromotoru	15 064 N
Maximální rychlost vysouvání pístnice hydromotoru	0,50 m/min

Tab. 2: Parametry navrženého experimentálního zařízení

7.4 Výroba a montáž

Po provedení návrhu bylo experimentální zařízení realizováno. Zařízení se skládá z již existujících částí a z částí, které bylo potřeba vyrobit. Hotovým celkem je lineární hydromotor a polohovací jednotka, kdy jejich spojení je realizováno spojovací deskou. Naopak hydraulický obvod bylo potřeba zrealizovat celý.

Výroba hydraulického obvodu byla rozdělena na několik celků. Prvním celkem je spojení hydraulického čerpadla se servomotorem, kde bylo potřeba vyrobit hydraulickou kostku, Oldhamovu spojku a náboj servomotoru. Dalším celkem je hydraulická nádrž, kde se vyráběla příruba nádrže a patka nádrže. Samotná nádrž je na trhu dostupným dílem. Dále byla připravena montážní deska z tvrzeného PVC. Vyrobené díly před montáží jsou zobrazeny na obr. 59.

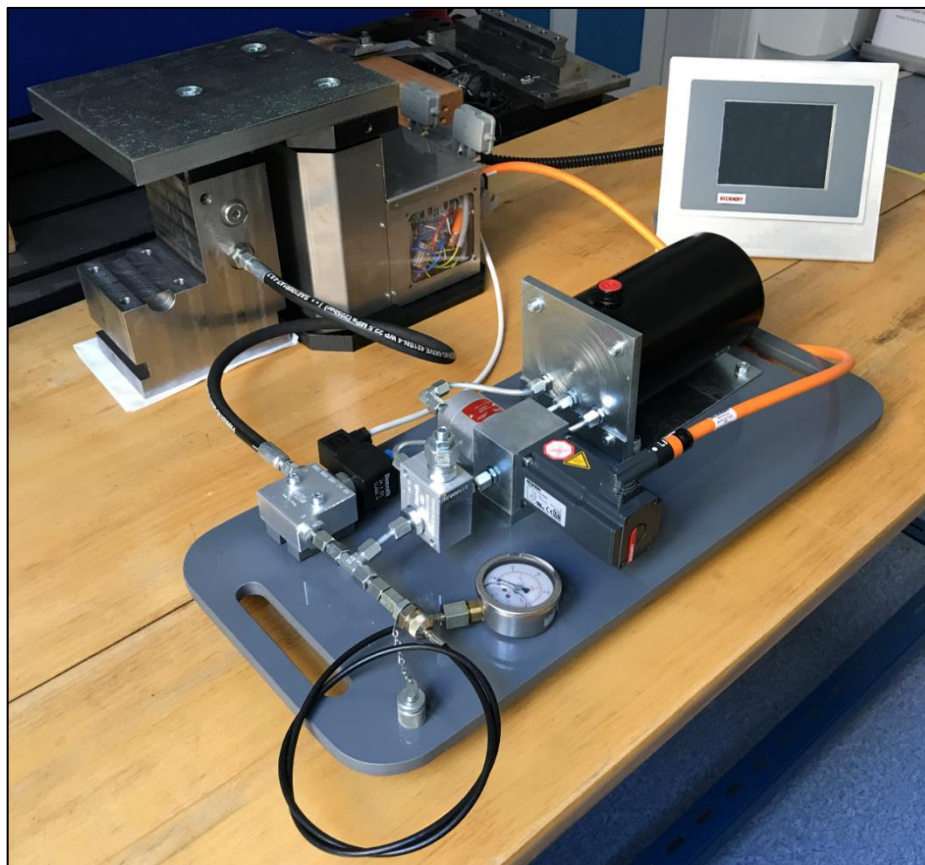


Obr. 59: Vyrobené díly před montáží

Následovala montáž experimentálního zařízení. Prvním krokem byla montáž hydraulického obvodu, která zahrnovala sestavení jednotlivých částí, jejich umístění na montážní desku a realizace hydraulického vedení podle navrženého schématu. Hydraulický obvod je zobrazen na obr. 60.



Obr. 60: Sestavený hydraulický obvod



Obr. 61: Sestavené experimentální zařízení

Dále proběhlo připojení hydraulického obvodu k lineárnímu hydromotoru a jeho spojení s polohovací jednotkou za pomoci nosné plošiny. K zařízení byl připojen panel PC a bylo realizováno elektrické a datové vedení. V této podobě je experiment připraven na testování. Experimentální zařízení je zobrazeno na obr. 61.

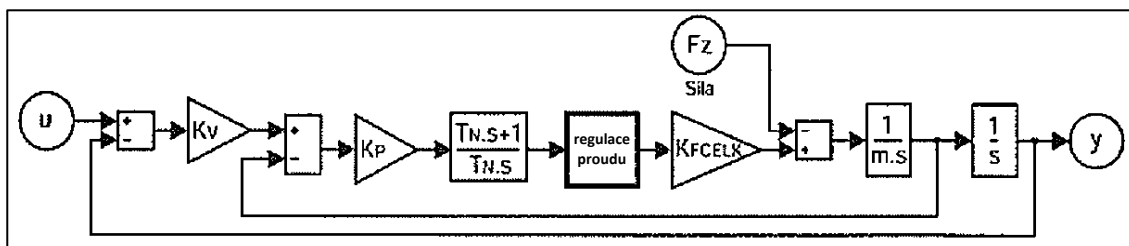
Experimentální zařízení je připraveno pro testování obou navržených přístupů navýšení kapacity jednotky. Pro návrh 1 (systém hydraulického nadlehčování) je experimentální zařízení provozováno jako spojení lineárního hydromotoru a polohovací jednotky. Pro testování návrhu 2 (elektro-hydraulický aktuátor) dojde k vyřazení z funkce kuličkového šroubu umístěného v polohovací jednotce. Polohovací jednotka pak plní funkci vedení pro lineární hydromotor s přímým odměřováním.

7.5 Řízení

Řízení bylo zprovozněno pro potřeby experimentu. To znamená, že bylo požadováno ovládat jednotlivé pohony z obrazovky HMI, aby bylo možné testovat jejich vlastnosti.

Řízení je realizováno v prostředí TwinCAT. Jedná se o vývojové prostředí pro automatizační techniku od firmy Beckhoff. Schémata řízení jsou uvedena v rámci návrhů navýšení únosnosti jednotky v kap. 7.1 a kap. 7.2.

Použitým motorem je synchronní servomotor Beckhoff AM8121-1F20-0000. Servomotor je řízen pomocí kaskádní regulace, jejíž zjednodušené schéma je zobrazeno na obr. 62. Řízení je realizováno v prostředí TwinCAT pomocí úlohy Motion.



Obr. 62: Schéma kaskádní regulace servomotoru [42]

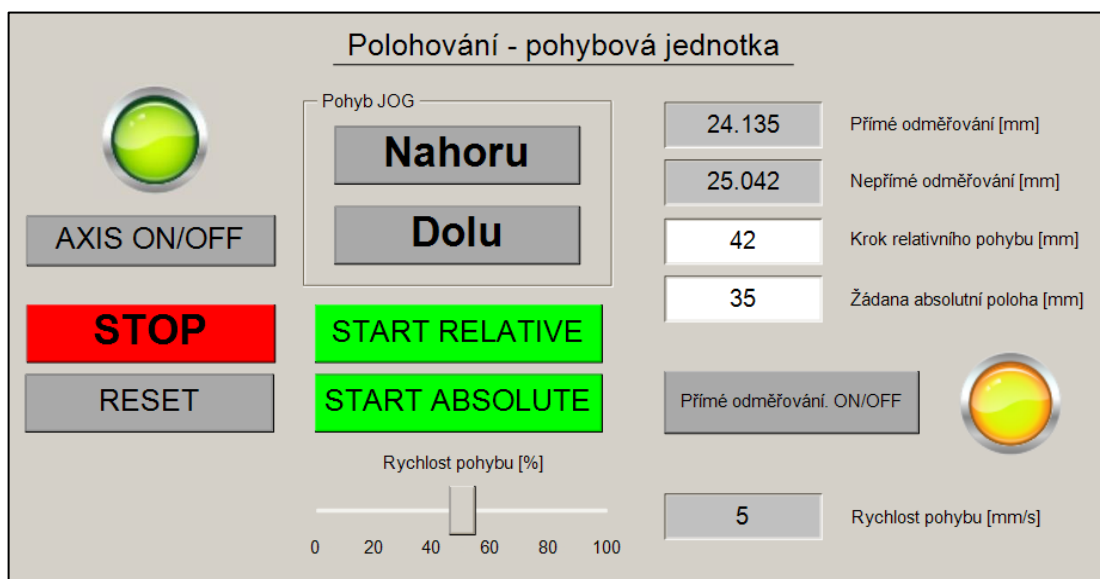
Pro řízení jednotlivých servomotorů v rámci PLC úlohy je využito knihovny Tc2_MC2, která obsahuje funkční bloky založené na platformě PLCopen. Pro potřeby řízení byly použity následující funkční bloky [43]:

- MC_Power – softwarová aktivace osy
- MC_Jog – manuální pohyb osy
- MC_MoveRelative – relativní pohyb osy

- MC_MoveAbsolute – absolutní pohyb osy
- MC_Stop – zastavení pohybu
- MC_Reset – reset osy

Pro oba návrhy řízení je vytvořena stejná obrazovka HMI, ale je potřeba do PLC nahrát rozdílný program. Testování obou návrhů je možné v rámci jednoho experimentálního zařízení, ale změna konfigurace vyžaduje montážní úpravy v podobě vyřazení či zapojení elektrické osy. Pokud by přepínání programu bylo možné přímo z obrazovky HMI hrozilo by nebezpečí špatného spárování programu a typu reálné konfigurace experimentálního zařízení. Proto jsou pro obě konfigurace vytvořeny dva PLC programy, které se liší v aktivaci řízení elektrické osy.

Ovládání funkčních bloků je umožněno z obrazovky HMI, která je zobrazena na obr. 63. Pomocí tlačítka *AXIS ON/OFF* dochází k zapnutí osy, kdy zapnutí je indikováno zelenou LED kontrolkou. Při testování návrhu 1 je ovládána elektrická osa, při testování návrhu 2 je ovládána hydraulická osa. Vpravo jsou informace z přímého a nepřímého odměřování. Nepřímé odměřování je načítáno z enkodéru servomotoru a pomocí převodu přepočteno na zdvih jednotky. Vlevo je možné zadávat žádanou absolutní polohu a krok relativního pohybu. Dále je zde možné zapnout či vypnout přímé odměřování pomocí tlačítka *Přímé odměřování ON/OFF*, kdy aktuální stav je indikován žlutou LED kontrolkou. V dolní části je možné nastavit rychlost pohybu, kdy aktuálně nastavená rychlost pohybu se zobrazuje v kolonce *Rychlost pohybu [mm/s]*. Pro ovládání pohybu je možné použít ruční ovládání v režimu JOG pomocí tlačítek *Nahoru* nebo *Dolu*. Pro pohyb v automatickém režimu je možné využít tlačítek *START RELATIVE* nebo *START ABSOLUTE*. Při stisku tlačítka *START RELATIVE* dojde k pohybu osy o krok nastavený v levé části obrazovky. Při stisku tlačítka *START ABSOLUTE* dojde k pohybu na žádanou polohu. Pro zastavení pohybu je možné využít tlačítko *STOP*. Tlačítko *RESET* slouží k resetování chyby například při přetížení osy.



Obr. 63: Ovládací obrazovka HMI

Optimalizace kaskádní regulace servomotorů byla provedena pomocí Scope View. Jedná se o nadstavbu k prostředí TwinCAT, pomocí kterého je možné vykreslovat do grafů průběhy jednotlivých veličin vyskytujících se v PLC programu včetně všech parametrů servomotoru. Vzhledem k tomu, že úkolem polohovací jednotky je především dosažení žádané hodnoty, což neupřednostňuje požadavek na dobré dynamické vlastnosti, byla regulace nastavena tak, aby byla zajištěna především stabilita regulačního obvodu.

Kompletní PLC program pro řízení experimentálního zařízení je součástí přílohy.

7.6 Přesnost a opakovatelnost v polohování

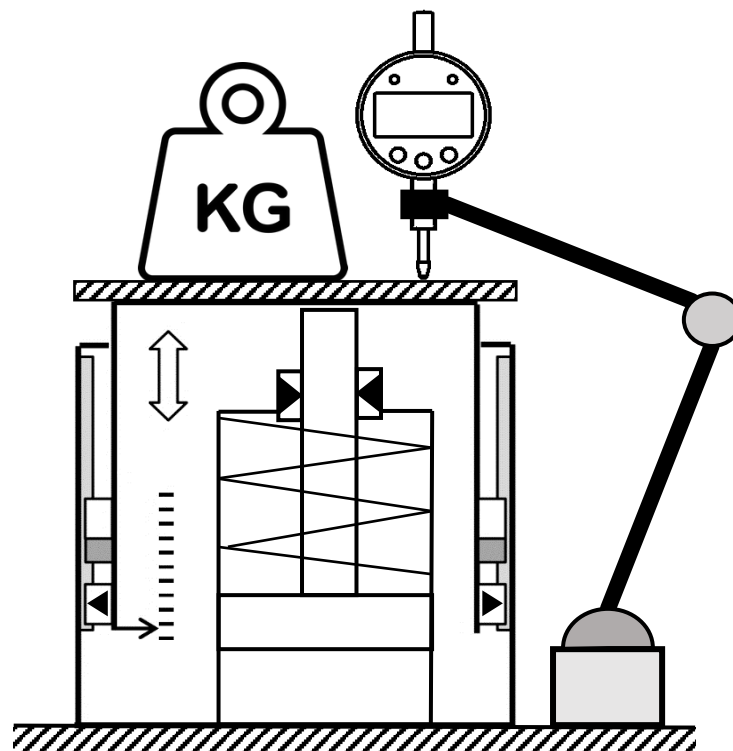
Připravené experimentální zařízení pro testování konceptu navýšení únosnosti bylo použito pro hodnocení kvality polohování jednotlivých návrhů. Zvolená metodika měření odpovídá normě ČSN ISO 230-2: 1997 *Stanovení přesnosti a opakovatelnosti nastavení polohy v číslicově řízených osách*.

Během zprovoznování experimentálního zařízení byly analyzovány vlastnosti, na základě kterých se stanovila uvedená metodika měření. Při provozování elektrohydraulického aktuátoru bylo zjištěno, že polohovací vlastnosti při pohybu shora dolů nejsou optimální a je vhodnější polohovat při pohybu zdola nahoru. Polohování obrobku se bude zpravidla realizovat v rámci zdvihu v řádu milimetrů, proto budou vyhodnocovány vlastnosti polohování v rámci zdvihu 10 mm, přestože

zdvih jednotky je 50 mm. K vyhodnocení polohy je využit digitální úchylkoměr, jehož zdvih je větší než 10 mm.

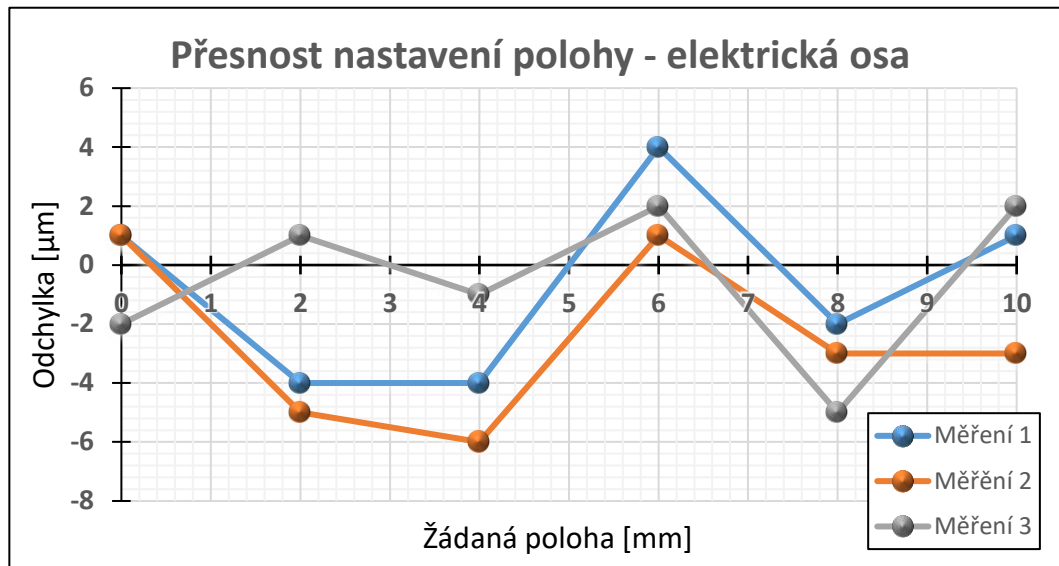
Vlastnosti polohování byly stanoveny a porovnány ve dvou konfiguracích. První konfigurací je testování původního konceptu polohovací jednotky, kterou lze označit jako elektrická osa. Druhou konfigurací je elektro-hydraulický aktuátor, označený jako hydraulická osa. Navržený systém hydraulického nadlehčování, který je spojením elektrické a hydraulické osy, vyžaduje pro plné testování algoritmu polohování s hmotností nad rámec únosnosti původního konceptu polohovací jednotky, to znamená nad 500 kg. Toto testování z prostorových důvodů nebylo provedeno. Na základě testování tohoto systému v módu 1, to znamená s hmotností pod 500 kg, bylo zjištěno, že vzhledem k provedenému návrhu algoritmu polohování jsou vlastnosti polohování systému hydraulického nadlehčování identické s vlastnostmi elektrické osy.

Průběh měření byl následující. Zdvih 10 mm byl rozdělen na jednotlivé měřící polohy v pořadí 0, 2, 4, 6, 8 a 10 mm. Na horní desku aktuátoru byl v poloze 0 mm připojen na dotyk úchylkoměr Mitutoyo ID-C112PB, který dokáže odečítat aktuální vertikální polohu jednotky. Tyto polohy se postupně zadávaly jako žádané hodnoty do řídicího programu a po dokončení polohování se odečetla skutečná poloha na úchylkoměru. Schéma měření v konfiguraci s hydraulickou osou je zobrazeno na obr. 64.

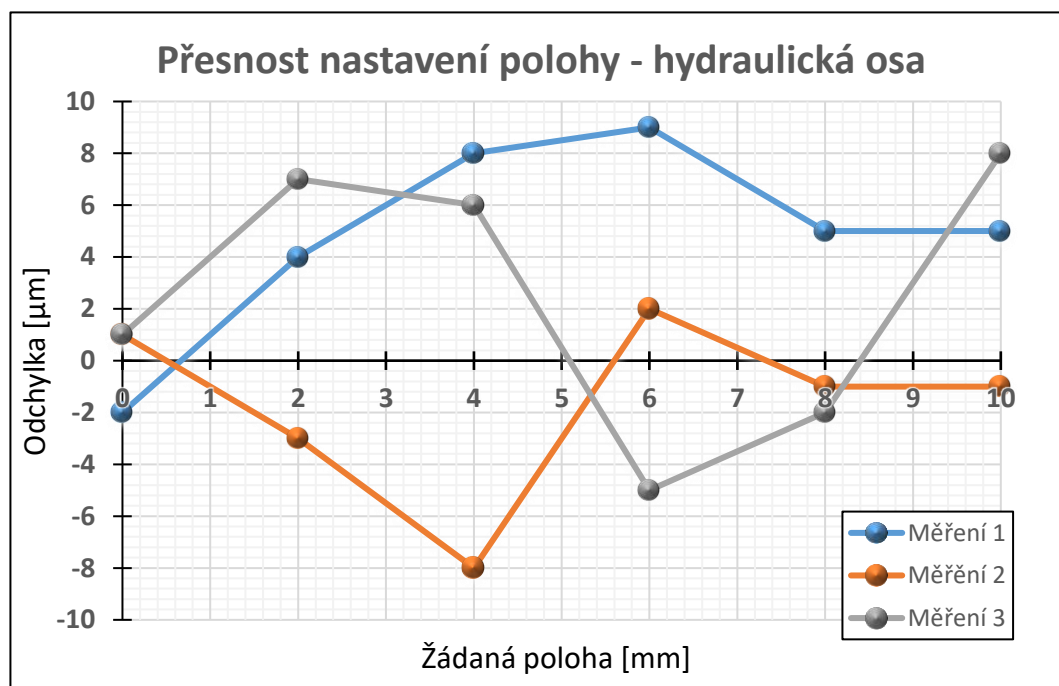


Obr. 64: Schéma testování přesnosti polohování elektro-hydraulického aktuátoru

Pro každou konfiguraci byly provedeny 3 měření. Graf zobrazující odchylky skutečné polohy od žádané polohy je pro elektrickou osu zobrazen na obr. 65 a pro hydraulickou osu na obr. 66.



Obr. 65: Průběh odchylky skutečné a žádané polohy – elektrická osa



Obr. 66: Průběh odchylky skutečné a žádané polohy – hydraulická osa

Testování proběhlo s nesenou hmotností 20 kg. Výsledky měření byly zpracovány podle metodiky normy ČSN ISO 230-2: 1997. Jednostranná přesnost nastavení polohy v ose pro jednotlivé konfigurace byla vypočtena pomocí vzorce

$$A = \max[\bar{x}_i + 2 \cdot s_i] - \min[\bar{x}_i - 2 \cdot s_i] \text{ [mm]} \quad (7.6)$$

kde \bar{x}_i je průměrná jednostranná polohová úchylka v poloze a s_i je odhad jednostranné standardní nejistoty nastavení polohy v poloze. Kompletní zpracování naměřených dat je uvedeno v příloze III. [44]

Výsledná jednostranná přesnost nastavení polohy v ose pro jednotlivé konfigurace zpracovaná dle vzorce (7.6) z naměřených dat vychází následovně:

- Elektrická osa (původní polohovací jednotka): 0,022 mm
- Hydraulická osa (elektro-hydraulický aktuátor): 0,029 mm

Výsledky měření lze interpretovat takto: S pravděpodobností 68% (dle koeficientu rozšíření) bude skutečná nastavená poloha elektrické osy v rozmezí $\pm 0,011$ mm a hydraulické osy v rozmezí $\pm 0,015$ mm.

Je potřeba zmínit, že pro přímé odměřování je použit snímač RLS LTA4, jehož přesnost je v katalogovém listě dána hodnotou $\pm 0,010$ mm, takže přesnost nastavení polohy jednotky je omezena chybou přímého odměřování.

Zajímavým poznatkem jsou informace z přímého odměřování vstupující do regulace, které jsou zobrazované na HMI. V případě elektrické osy lze zjistit, že odchylka žádané polohy a skutečné polohy odměřované přímým odměřováním je vždy nulová. To znamená, že regulace hlásí nulovou regulační odchylku skutečné a žádané polohy, přímé odměřování ale odměřuje s danou chybou, takže na úchylkoměru je vidět, že žádaná poloha nebyla dosažena. O tomto stavu ale regulace neví a nemůže na ni reagovat.

V případě hydraulické osy dochází v rámci regulace k neustálým oscilacím odměřované polohy kolem žádané, a to v řádu jednotek mikrometrů. Pravděpodobně jde o vliv stick-slip efektu s původem v těsnění a vedení lineárního hydraulického hydromotoru.

Tyto vlastnosti potvrzují i naměřené hodnoty úchylek zobrazené na obr. 65 a obr. 66. Opakovatelnost elektrické osy se ukazuje jako lepší než hydraulické osy. To je pravděpodobně způsobeno tím, že při polohování hydraulickou osou dochází ke sčítání chyb přímého odměřování a oscilací kolem žádané polohy. Oscilace kolem žádané polohy je náhodným jevem na rozdíl od chyby přímého odměřování, které je na základě dat



z elektrické osy pravděpodobně dějem částečně opakovatelným. V tom případě by bylo možné zavést korekce pro odstranění chyby přímého odměřování.

Na základě těchto poznatků lze dojít k závěru, že hlavní překážkou k vyšší přesnosti polohování může být přímé odměřování, které nedodává do regulace správné hodnoty o aktuální poloze. Aktuální poloha je odměřována přímo v polohovaném místě, díky čemuž lze předpokládat, že s rostoucí přesností snímače by měla růst i přesnost polohování.

Dalším úkolem pro přesnější stanovení vlastností jednotlivých konceptů by bylo testování při funkci pod větším zatížením a s přesnější měřicí metodikou, například v podobě interferometrie. Pro zhodnocení základního stavu aktuátoru je ale provedené měření postačující.

8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout optimalizace polohovací jednotky používané v systému automatického vyrovnání obrobku. Současný koncept jednotky vyžaduje pro funkci zpevnění připojení k externímu vysokotlakému hydraulickému agregátu a disponuje únosností 500 kg. Úkolem bylo odstranit závislost současného konceptu jednotky na externím hydraulickém agregátu pro potřeby dalšího testování celého systému a připravit podkladovou studii pro navýšení únosnosti jednotky.

V rešerši je řešena problematika zpevnění pístnic lineárních hydromotorů, kdy stejné principy lze použít pro zpevnění polohovací jednotky. Z těchto možností byly analyzovány vlastnosti aktuálního systému zpevnění jednotky pro potřeby návrhu systému nezávislého hydraulického zpevnění a navýšení únosnosti jednotky.

Dále bylo zpracováno téma miniaturizace hydraulického agregátu, jakožto cesta pro realizaci mechanismu nezávislého hydraulického zpevnění v rámci zástavby polohovací jednotky. Byly zpracovány používané principy, které by k danému účelu byly využitelné. Z pohledu navýšení únosnosti jednotky byla zpracována kapitola s přehledem mechanismů využitelných pro realizaci lineárního zdvihu.

Na základě přehledu a znalostí získaných při zpracovávání rešerše byly zpracovány varianty řešení mechanismu nezávislého hydraulického zpevnění a byla vybrána optimální varianta. Byl zpracován konstrukční návrh vybrané varianty v podobě implementace do současného konceptu polohovací jednotky s požadavkem minimálních konstrukčních úprav jednotky. Provedly se kontrolní výpočty a byl navržen řídicí algoritmus.

Dalším úkolem bylo provedení návrhu navýšení kapacity jednotky. Na základě rešerše mechanismů lineárního zdvihu byly provedeny dva návrhy optimalizace mechanismu. Pro zhodnocení jednotlivých návrhů bylo rozhodnuto, že testování reálných vlastností proběhne na experimentálním zařízení, které umožní získat závěry a poznatky pro potřeby nové konstrukce polohovací jednotky s navýšenou únosností. Byl zpracován návrh experimentálního zařízení, proběhla jeho výroba a montáž. Součástí práce bylo zprovoznění zařízení pomocí PLC a testování polohovacích vlastností.

V diplomové práci se podařilo navrhnout systém nezávislého zpevnění pro současný koncept polohovací jednotky tak, že jsou nutné jen minimální konstrukční úpravy jednotky. Pro provoz optimalizované polohovací jednotky postačuje připojení datového a elektrického vedení, kdy již není potřeba připojení k externímu vysokotlakému

hydraulickému agregátu. S realizací této úpravy je spojeno zjednodušení provozu jednotky a tím celého systému automatického vyrovnání obrobku pro potřeby dalšího vývoje.

Dále se podařilo provést návrhy řešení navýšení únosnosti jednotky a bylo realizováno experimentální zařízení, které umožní testování jednotlivých návrhů. Zařízení bylo zprovozněno a proběhlo měření přesnosti polohování navržených řešení. Závěry z provedeného experimentu jsou shrnuty v tab. 3.

Zařízení \ Vlastnosti	Únosnost	Přesnost	Počet servomotorů
Původní jednotka	500 kg	$\pm 0,011$ mm	1
Systém hydraulického nadlehčování	1 500 kg	$\pm 0,011$ mm	2
Elektro-hydraulický aktuátor	1 500 kg	$\pm 0,015$ mm	1

Tab. 3: Porovnání výsledků podkladové studie pro navýšení únosnosti jednotky

Další vývoj polohovací jednotky vyžaduje rozhodnutí, jakým směrem je vhodné se z pohledu volby návrhu navýšení únosnosti vydat. Pro provedení tohoto rozhodnutí je potřeba realizovat další testy na experimentálním zařízení, a to především v reálném provozu. Z tohoto testování by mělo vyjít najevo vhodné řešení. Následně bude možné provést nový konstrukční návrh celé polohovací jednotky, která bude disponovat navýšenou únosností a bude obsahovat mechanismus nezávislého hydraulického zpevnění. Zmíněné kroky mohou navázat na tuto diplomovou práci.

Seznam použité literatury

- [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] *ETP-OCTOPUS-D.pdf* [online]. 2012 [vid. 2019-01-03]. Dostupné z: <http://ecssluzby.sk/data/MediaLibrary/0/741/ETP-OCTOPUS-D.pdf>
- [3] Hänchen. *Clamping device Ratio-Clamp®* [online]. 2016 [vid. 2019-01-01]. Dostupné z: https://www.haenchen.de/media/pdf/en/en_clamping-device_rc.pdf
- [4] Marzocchi. *Gear micropumps* [online]. 2015 [vid. 2018-12-14]. Dostupné z: http://www.royalhydraulics.com/productsPDF/gear_pumps/micro_pumps/Marzo cchi_Micro.pdf
- [5] Bieri. *Micro axial piston pump* [online]. 2016 [vid. 2018-12-20]. Dostupné z: https://www.bierihydraulics.com/fileadmin/media/pdf/datenblaetter_EN/ AKP_EN.pdf
- [6] Bieri. *Pumping elements PEH* [online]. 2016 [vid. 2018-12-21]. Dostupné z: https://www.bierihydraulics.com/fileadmin/media/pdf/datenblaetter_EN/ PEH_EN.pdf
- [7] Technika a trh. *Hydraulické násobiče tlaku* [online]. 2010 [vid. 2018-10-17]. Dostupné z: <https://www.technikatrh.cz/komponenty/hydraulicke-nasobice-tlaku>
- [8] GANNON, Mary. *Hydraulic pressure intensifiers: how they can improve your system design* [online]. 2017 [vid. 2018-10-21]. Dostupné z: <https://www.fluidpowerworld.com/can-hydraulic-pressure-intensifiers-improve-system-design/>
- [9] miniBOOSTER. *General specifications - Hydraulic pressure intensifiers* [online]. 2019 [vid. 2018-10-17]. Dostupné z: <https://www.minibooster.com/products/products/general-specifications.html>
- [10] KVT. *miniBOOSTER Druckverstärker* [online]. 2015 [vid. 2018-11-20]. Dostupné z: https://www.kvt-fastening.cz/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge_de_at/kvt_minibooster_de_07-2018_web-catalog.pdf
- [11] HANSEN, Leif, Peter J. M. CLAUSEN, Christen ESPERSON a Jan PETERSEN. *Hydraulic pressure intensifier* [online]. US6776080B2. 17. srpen 2004. [vid. 2018-11-21]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US6776080B2/en?assignee=minibooster&oq=minibooster>
- [12] miniBOOSTER Hydraulics. *HC1 Hydraulic pressure intensifiers* [online]. 2018 [vid. 2018-11-09]. Dostupné z: <https://www.minibooster.com/products/boosters-oil/hc1.html>

- [13] miniBOOSTER Hydraulics. *HC2P Hydraulic pressure intensifiers* [online]. 2018 [vid. 2018-11-18]. Dostupné z: <https://www.minibooster.com/products/boosters-oil/hc2p.html>
- [14] Schunk. *Hydraulic expansion technology* [online]. 2019 [vid. 2018-11-08]. Dostupné z: https://schunk.com/cz_en/clamping-technology/category/clamping-technology/machining-center/hydraulic-expansion-technology/
- [15] Kostyrka. *Hydraulic pressure generator* [online]. 2004 [vid. 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>
- [16] Schunk. *TENDO Platinum* [online]. 2019 [vid. 2019-02-18]. Dostupné z: https://schunk.com/ch_en/clamping-technology/series/tendo-platinum/
- [17] ETP Transmission. *Hydraulic hub-shaft connections* [online]. 2015 [vid. 2018-11-08]. Dostupné z: https://www.etp.se/sites/default/files_two/Etp%20broschyr%20transmission%20ENG%202015_05_low.pdf
- [18] Roemheld. *Clamping nut hydro-mechanical* [online]. 2016 [vid. 2018-12-02]. Dostupné z: <https://www.roemheld-gruppe.de/en/?dname=WZ62276&dlang=en>
- [19] *Hydro-mechanical clamping nut with force display*. Youtube [online]. 2016. [vid. 2019-02-18]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=7AnUG_GgaVM&feature=youtu.be. Kanál uživatele ROEMHELD Gruppe. (poznámka: printscreen z času 0:48)
- [20] Volkswagen. *The electromechanical parking brake* [online]. 2005 [vid. 2019-07-04]. Dostupné z: http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_346.pdf
- [21] TRW. *Electric park brake - instruction* [online]. 2016 [vid. 2019-07-07]. Dostupné z: <https://aftermarket.zf.com/remotemedias/si-service-informations/si-service-information-trw-1010872/si-fitting-instruction/si-trw-xzm200gb.pdf>
- [22] Hella. *Electric parking brake* [online]. 2018 [vid. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.hella.com/techworld/za/Technical/Brakes/Electric-parking-brake-211/>
- [23] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04383-7.
- [24] COSFORD, Josh. *The big battle: Hydraulics vs pneumatics* [online]. 2014 [vid. 2018-10-26]. Dostupné z: <http://www.mobilehydraulictips.com/big-battle-hydraulics-vs-pneumatics>
- [25] RABIE, M. Galal. *Fluid power engineering*. McGraw-Hill. 2009. ISBN 978-0-07-162246-2.

- [26] MELICHAR, Jan. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 978-80-01-02657-1.
- [27] WATTON, J. *Fundamentals of fluid power control*. Cambridge University Press. 2014. ISBN 978-1-107-67018-1.
- [28] HELBIG, Achim. *Electro-Hydrostatic Actuation, MOOG* [online]. 2012 [vid. 2019-03-12]. Dostupné z: <https://pdfs.semanticscholar.org/4efa/883f7af8d08acb314ba6e5dbc7af8f9ec476.pdf?ga=2.114160516.2032543687.1562494117-795909967.1562494117>
- [29] Nozag. *Screw jacks* [online]. 2015 [vid. 2019-07-04]. Dostupné z: https://www.nozag.ch/customer/files/236/03_Spindelhubgetriebe-rotierend-Teilbereich-e.pdf
- [30] Parker. *Extreme Force Electromechanical Cylinder, Series XFC* [online]. 2013 [vid. 2019-03-10]. Dostupné z: https://www.parker.com/literature/Industrial%20Cylinder/cylinder/cat/english/HY08-0890-4_NA_XFC.pdf
- [31] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů, studijní text*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav dopravní techniky, Fakulta strojínského inženýrství, 2004.
- [32] JALAYERI, Ehsan, Ahmed IMAM, Zeljko TOMAS a Nariman SEPEHRI. *A throttle-less single-rod hydraulic cylinder positioning system: Design and experimental evaluation* [online]. 2015 [vid. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814015583249>
- [33] MINAV, Tatiana. *Energy recovery efficiency comparison in an electro-hydraulic forklift and in a diesel hybrid heavy forwarder*. Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, Finland [online]. 2011. ISBN 978-952-265-103-7. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/260952312_Electric-drive-based_control_and_electric_energy_regeneration_in_a_hydraulic_system
- [34] Kyntronics. *Kyntronics SMART Hydraulic Actuator vs. Electro-Mechanical Roller Screw Actuator* [online]. 2019 [vid. 2019-02-04]. Dostupné z: <https://www.kyntronics.com/kyntronics-smart-hydraulic-actuator-vs-electro-mechanical-ball-screw-roller-screw-actuator>
- [35] RICHTER, Carl. *All-in-One Actuator is Showcase of Simplicity*. Kyntronics Corp. [online]. 2017 [vid. 2019-10-02]. Dostupné z: <https://www.kyntronics.com/images/info-and-specs/Kyntronics-Electrohydraulics.pdf>
- [36] Olsen Actuation UK. *EH-D Electro-Hydraulic Actuator Drive* [online]. 20107 [vid. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://www.olsenactuation.com/electro-hydraulic.html>
- [37] Timotion. *Datasheet TGM2* [online]. 2017 [vid. 2019-04-25]. Dostupné z: https://www.timotion.com/_upload/files/datasheet_tgm2-h_en.pdf

- [38] TRW. *Elektrická parkovací brzda* [online]. 2015 [vid. 2019-04-22]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/TRW-Elektricka_Parkovaci_Brzda.pdf
- [39] Johnson Electric. *Custom Motors for Automotive Electric Parking Brake* [online]. 2019 [vid. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.johnsonelectric.com/en/features/custom-motors-for-automotive-electric-parking-brake>
- [40] Nippon Bearing. *Ball spline* [online]. 2018 [vid. 2019-04-10]. Dostupné z: http://www.nb-linear.co.jp/english/product/pdf/02ball_spline.pdf
- [41] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů 1. Svazek*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [42] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
- [43] Beckhoff Automation. *Manual PLC Lib: Tc2_MC2* [online]. 2018 [vid. 2019-05-10]. Dostupné z: https://download.beckhoff.com/download/document/automation/twincat3/TwinCAT_3_PLC_Lib__Tc2_MC2_EN.pdf
- [44] ČSN ISO 230-2. *Stanovení přesnosti a opakovatelnosti nastavení polohy v číslicově řízených osách*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1997.
- [45] FLIEGER, Jan a Martin VYŠÍN. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. VUT Brno-Fakulta strojního inženýrství, 2004.
- [46] JOSEF, Cerha. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2016. ISBN 978-80-7494-294-5.

Seznam obrázků

Obr. 1: Současný koncept polohovací jednotky [1].....	14
Obr. 2: Konstrukce současného konceptu polohovací jednotky [1]	14
Obr. 3: Uložení deformačního prvku v tělese upínače [2].....	16
Obr. 4: Kompaktní upínač ETP OCTOPUS [2]	17
Obr. 5: Princip funkce upínače s technologií Ratio-clamp® [3]	18
Obr. 6: Konstrukční řešení upínače Ratio-clamp® [3].....	19
Obr. 7: Zubový hydrogenerátor Marzocchi Pompe UK 0,25 D 18 [4].....	20
Obr. 8: Pístový hydrogenerátor Bieri Hydraulik AKP 130 [5].....	21
Obr. 9: Příklad použití pístového elementu Bieri PEH 05 [6].....	22
Obr. 10: Závislost výstupního průtoku multiplikátoru na výstupním tlaku [9].....	24
Obr. 11: Funkční schéma oscilačního multiplikátoru [10]	25
Obr. 12: Rozměry multiplikátoru miniBOOSTER HC1 [12].....	26
Obr. 13: Funkční schéma multiplikátoru miniBOOSTER HC2P [13].....	27
Obr. 14: Rozměry multiplikátoru miniBOOSTER HC2P [13].....	28
Obr. 15: Konstrukce screw pump, Kostyrka [15].....	29
Obr. 16: Graf závislosti generovaného hydraulického tlaku a krouticím momentu [15]	30
Obr. 17: Upínač nástrojů Schunk Tendo [16].....	31
Obr. 18: Princip funkce vložky pro spojení náboje s hřídelem [17].....	31
Obr. 19: Konstrukce upínací matice [19].....	33
Obr. 20: Kotoučová brzda s elektrickou parkovací brzdou [20].....	34
Obr. 21: Mechanismus elektrické parkovací brzdy [22].....	35
Obr. 22: Graf závislosti změny objemu při změně tlaku v kapalinách [23]	36
Obr. 23: Závislost E_k minerálního hydraulického oleje na změně tlaku a teploty [25]..	37
Obr. 24: Vliv obsahu vzduchu v oleji-minerální olej ISO 32 ($E_k = 1,6 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$) [24]	38
Obr. 25: Schéma elektro-mechanického aktuátoru [28]	40
Obr. 26: Vnitřní konstrukce zdvižné převodovky [29].....	41
Obr. 27: Elektro-mechanický aktuátor s planetovým šroubem [30].....	42
Obr. 28: Schéma elektro-hydraulického aktuátoru [28]	43
Obr. 29: Uzavřený hydraulický obvod pro dvojčinný hydromotor [31].....	43
Obr. 30: Kompenzace pístnice rozvaděčem 2/2 [32].....	44
Obr. 31: Kompenzace pístnice řízeným jednosměrným ventilem [32]	44
Obr. 32: Hydraulický obvod pro polohování s plunžrem [33]	44

Obr. 33: Elektro-hydraulický aktuátor, Kyntronics [34]	45
Obr. 34: Hydraulický obvod elektro-hydraulického aktuátoru, Kyntronics [35]	46
Obr. 35: Elektro hydraulický aktuátor, Olsen [36]	47
Obr. 36: Varianta 1 – multiplikátor	48
Obr. 37: Varianta 2 – vysokotlaké čerpadlo	49
Obr. 38: Varianta 3a – motor s lineárním vedením	51
Obr. 39: Varianta 3b – dilatační spojka	52
Obr. 40: Varianta 3c – statický šroub	53
Obr. 41: Návrh polohovací jednotky s integrovaným mechanismem zpevnění	56
Obr. 42: Osový řez mechanismem zpevnění – zasunutý stav.....	57
Obr. 43: Osový řez mechanismem zpevnění – vysunutý stav	57
Obr. 44: Řez horizontální rovinou mechanismem zpevnění.....	58
Obr. 45: Hydraulické vedení v konstrukci polohovací jednotky	59
Obr. 46: Odvzdušňování hydraulického vedení	60
Obr. 47: Návrh krytování polohovací jednotky	61
Obr. 48: Návrh algoritmu pro funkci nezávislého hydraulického zpevnění.....	62
Obr. 49: Rozměry motoru Timotion TGM2 [37]	63
Obr. 50: Pohon pro EPB s planetovou převodovkou [38]	64
Obr. 51: Pohon pro EPB s harmonickou převodovkou ve spojení s pístem [20]	65
Obr. 52: Výpočtové schéma přírubové spojky	67
Obr. 53: Návrh 1 – Systém hydraulického nadlehčování	70
Obr. 54: Algoritmus systému hydraulického nadlehčování.....	71
Obr. 55: Návrh 2 – Elektro-hydraulický aktuátor	72
Obr. 56: Rozložení experimentálního zařízení	73
Obr. 57: Horní pohled na experimentální zařízení	74
Obr. 58: Rozpad spojení servomotoru s hydraulickým čerpadlem.....	75
Obr. 59: Vyrobené díly pře montáží	77
Obr. 60: Sestavený hydraulický obvod.....	78
Obr. 61: Sestavené experimentální zařízení	78
Obr. 62: Schéma kaskádní regulace servomotoru [42].....	79
Obr. 63: Ovládací obrazovka HMI	81
Obr. 64: Schéma testování přesnosti polohování elektro-hydraulického aktuátoru	82
Obr. 65: Průběh odchylky skutečné a žádané polohy – elektrická osa.....	83
Obr. 66: Průběh odchylky skutečné a žádané polohy – hydraulická osa.....	83

Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání dvou typů upínačů pístnic lineárních hydromotorů	19
Tab. 2: Parametry navrženého experimentálního zařízení.....	76
Tab. 3: Porovnání výsledků podkladové studie pro navýšení únosnosti jednotky	87

Seznam použitého softwaru

- Microsoft Word 2016
- Microsoft Excel 2016
- Siemens NX 10
- Beckhoff TwinCAT 3

Seznam příloh

A. Výkresová dokumentace

Číslo výkresu	Název
PR_0219-14-01-01	PŘÍRUBA MOTOR ČERPADLO
PR_0219-14-01-02	SPOJKA KŘÍŽOVÁ
PR_0219-14-01-03	SPOJKA
PR_0219-14-01-04	PŘÍRUBA NÁDRŽE
PR_0219-14-01-05	PATKA NÁDRŽE
PR_0219-14-01-06	DESKA
PR_0219-14-01-07	DISTANČNÍ DESKA

B. Elektronické přílohy (CD)

- Příloha I – Výpočet mechanismu nezávislého zpevnění (Excel)
- Příloha II – Výpočet hydraulického obvodu (Excel)
- Příloha III – Výpočet přesnosti nastavení polohy (Excel)
- Model mechanismu zpevnění (step)
- Model experimentálního zařízení (step)
- PLC program pro řízení experimentálního zařízení
- Výkresová dokumentace (pdf)
- Diplomová práce (pdf)