



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKCE SERVOMOTORU S POHYBOVÝM
ŠROUBEM PRO VYŠŠÍ AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ**

DESIGN OF LINEAR BALL SCREW ACTUATOR FOR HIGHER AXIAL LOAD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Turek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Lukáš Turek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Konstrukce servomotoru s pohybovým šroubem pro vyšší axiální zatížení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro přesné polohování se v současné době standardně používají pneumatické a hydraulické motory, které zvládají velká zatížení. Jejich nevýhodou je však nepřesný chod, jelikož průběh zdvihu není lineární. Zároveň nejsou příliš šetrné k životnímu prostředí kvůli použití olejů. Proto je pro přesné polohování vhodné používat servo–aktuátory, které umožňují zastavení v jakékoliv poloze a mají lineární průběh zdvihu. V současné době se ovšem nenabízejí servo–aktuátory, které by umožňovaly použití při vyšším zatížení.

Typ práce: vývojová – konstrukční.

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je konstrukce servo–aktuátoru s kuličkovým šroubem s těmito parametry: axiální zatížení 25 kN, oboustranné upnutí motoru.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- vypracovat přehled elektro–mechanických servo aktuátorů,
- provést analýzu silových poměrů, únosnosti a životnosti současného řešení aktuátoru,
- zpracovat výpočtový návrh aktuátoru pro vyšší axiální zatížení,
- zpracovat konstrukční návrh včetně výkresové dokumentace vybraných komponent.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske–studium–ukonceni/>.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce řeší konstrukci servomotoru s pohybovým šroubem pro vyšší axiální zatížení. Cílem bylo navrhnout servoaktuátor pro axiální zatížení 25 kN, který bude možné upnout z obou stran. Dílčími cíli bylo vypracování přehledu elektro-mechanických servoaktuátorů, provést analýzu silových poměrů, únosnosti a životnosti současného řešení aktuátoru. Dále zpracovat výpočtový a konstrukční návrh aktuátoru včetně výkresové dokumentace vybraných komponent pro vyšší axiální zatížení.

KLÍČOVÁ SLOVA

servoaktuátor, servopohon, servomotor, pohybový šroub, ložiska s kosoúhlým stykem

ABSTRACT

This bachelor thesis solves the construction of a servomotor with a moving screw for higher axial loads. The aim was to design a servo actuator for an axial load of 25 kN, which can be clamped from both sides. The partial goals were to develop an overview of electro-mechanical servo actuators, to analyze the force ratios, load capacity and service life of the current actuator solution. Further process the calculation and design of the actuator, including drawing documentation of selected components for higher axial loads.

KEYWORDS

actuator, linear actuator, servo drive, linear ball screw

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TUREK, L. *Konstrukce servomotoru s pohybovým šroubem pro vyšší axiální zatížení*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Daniel Koutný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Daniela Koutného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Lukáš Turek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Danieli Koutnému, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Přehled současného stavu poznání.....	11
1.1 Elektrický servopohon	11
1.2 Servoaktuátory	11
1.2.1 Využití servoaktuátorů	12
1.2.2 Typy servoaktuátorů	12
1.2.3 Druhy elektrických pohonů	17
1.3 Zvolené řešení.....	17
1.3.1 Pracovní cyklus stroje.....	17
2 Analýza problému a cíl práce	19
2.1 Analýza kuličkového šroubu výchozího servoaktuátoru	19
2.1.1 Výpočet trvanlivosti kuličkového šroubu výchozího servoaktuátoru	19
2.2 Analýza ložiskového uzlu výchozího servoaktuátoru	21
2.3 Zhodnocení současného řešení	21
2.4 Cíl práce	21
3 Koncepční řešení.....	23
3.1 Zvážení volby typu servoaktuátoru.....	23
3.2 Zvážení volby pohybového šroubu	23
3.2.1 Trapézový šroub	23
3.2.2 Válečkový šroub	24
3.2.3 Kuličkový šroub	25
3.3 Zhodnocení uvažovaných řešení.....	25
4 Konstrukční řešení	26
4.1 Připojení na vnější zařízení.....	27
4.1.1 Návrh šroubového spoje pro uchycení celého servoaktuátoru	27
4.2 Volba a výpočet šroubových spojů v servoaktuátoru	35
4.2.1 Návrh šroubového spoje pro spojení šp s lšp	35
4.2.2 Návrh šroubového spoje pro spojení štítu zadního ložiskového se statorem	43
4.3 Volba a výpočet ložisek	45
4.3.1 Výpočet trvanlivosti kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem	46
4.3.2 Výpočet trvanlivosti radiálního kuličkového ložiska	51
4.3.3 Zhodnocení zvolených ložisek	53
4.4 Volba a výpočet trvanlivosti kuličkového šroubu	53
4.4.1 Zhodnocení zvoleného kuličkového šroubu	54
Závěr	55
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	58
Seznam příloh	60

ÚVOD

Rozsah využití servomotorů je v dnešní moderní době obrovský. Lze je nalézt v průmyslových oborech jako je automatizace a robotika, energetika, v odvětví logistiky a v neposlední řadě jsou nepostradatelnou součástí automobilového průmyslu.

Servomotory pracují na principu elektromagnetické indukce, tedy přeměny elektrické energie na energii mechanickou. Jedná se o pohony, kdy je rotor pomocí permanentních magnetů synchronně poháněn točivým polem ve statoru. Běžný typ servomotoru, synchronní, má tedy výsledný pohyb rotační. Pokud je požadován výsledný pohyb lineární, mluvíme o servoaktuátoru. Převod rotačního pohybu motoru na pohyb lineární je zajištěn pomocí pohybového šroubu, většinou kuličkového, či válečkové.

Obecně při návrhu servopohonu hraje významnou roli samotný pracovní cyklus, ve kterém bude pohon provozován. Na základě tohoto cyklu jsou definovány elektromagnetické parametry motoru. Dalším důležitým krokem je návrh ložisek a pohybového šroubu, u kterých je požadavek dostatečné únosnosti a potřebné trvanlivosti.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh servomotoru s kuličkovým šroubem pro vyšší hodnotu axiálního zatížení. V první části práce, teoretické, je obecné seznámení a přehled servoaktuátorů včetně popisu principu a využití. V druhé části práce je provedena analýza výchozího servoaktuátoru a je proveden konstrukční návrh stroje. Součástí návrhu je výpočet a volba šroubových spojů, ložisek a kuličkového šroubu.



Obrázek 1: Servoaktuátor

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 ELEKTRICKÝ SERVOPOHON

Elektrický servopohon je regulační pohon sestávající z elektrického motoru, napájecích výkonových měničů a řídicích a regulačních obvodů. Servopohon pracuje vždy v uzavřené regulační smyčce, tzn. že pohon je vybaven zpětnovazebním čidlem, které předává údaje o rychlosti a poloze rotoru. K odměřování skutečné polohy rotoru slouží snímače polohy, které se dělí dle principu odměřování.

Jelikož servopohony jsou ve velké míře součástí automatizovaných linek je kladen důraz na jejich spolehlivost, přesnost a rychlost regulace. Tyto pohony umožňují oba směry točení a oba směry momentu.

Komplexnějšími řešeními, řadící se mezi servopohony, které mají za úkol břemeno posunout, zvednout, případně něco přemístit v lineárním směru, jsou servoaktuátory. Tyto servoaktuátory v současnosti stále více nahrazují pneumatické a hydraulické válce, díky jejich snadnější instalaci, lineárnímu průběhu zdvihu a šetrnosti k životnímu prostředí [8].

1.2 SERVOAKTUÁTORY

Servomotory s pohybovým šroubem, servoaktuátory nebo chcete-li lineární aktuátory mění rotační pohyb elektromotoru na přímočarý. Jsou vhodné pro přesné polohování a umožňují zastavení v jakékoliv poloze.

Konvenční servomotory mají výstupný pohyb rotační, u kterých je podstatné, jak velký kroutící moment dokážou vyvinout a za jakých otáček, zatímco u servoaktuátorů je výstupní pohyb translační.

Hlavními vodítky při výběru lineárního aktuátoru je jeho maximální možná axiální síla, rychlost posuvu a zdvih. Samozřejmě dalším důležitým měřítkem je, jak velkou provozní dobu výrobce deklaruje.



Obrázek 2: Servoaktuátor s převodovkou [11]

1.2.1 VYUŽITÍ SERVOAKTUÁTORŮ

Velké použití lineárních aktuátorů zefektivnilo automatizaci na pracovištích, kde je potřebná manipulace s materiálem z jednoho bodu na druhý. Mezi typické aplikace patří třídící stroje a podávací systémy [9].

Lineární aktuátory se v robotice používají k ovládní opakujících se pohybů, jsou schopny regulovat rychlost zrychlení a množství použité síly. Automobilový průmysl a celá řada dalších odvětví využívají stále častěji roboty pro automatizování výroby [9].

Potravinářský a farmaceutický průmysl vyžaduje pro uspokojení poptávky vysokou úroveň automatizace. Výrobci musejí zefektivnit procesy zpracování a balení, aby zajistili včasnou distribuci. Lineární aktuátory jsou tak vhodnou volbou pro zvýšení účinnosti při snížené pravděpodobnosti kontaminace [9].

Nabízí se automatizace otevírání a zavírání oken, která jsou špatně přístupná. Aktuátor se tiše a pohodlně stahuje nebo prodlužuje, a to i v extrémním horku nebo chladu. Dále je možnost využití pro provoz solárních panelů. Konvenční panely využívají hydrauliku nebo jiná podobná zařízení, ale nedávne inovace zefektivnily využití sluneční energie. Elektrické lineární pohony dávají panelům schopnost sledovat slunce a pohybovat se za slunečním světlem, aby maximalizovaly množství přímé absorpce [9].

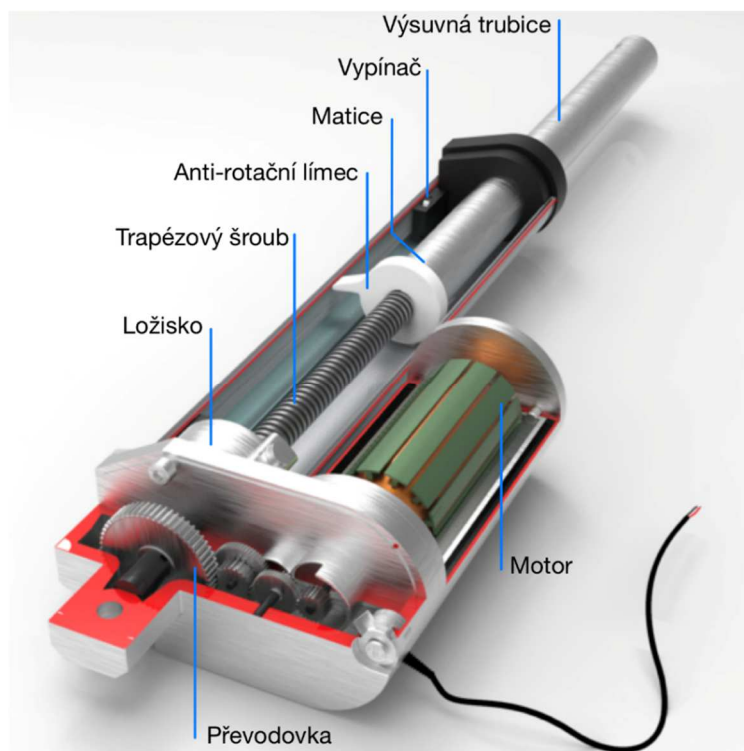
1.2.2 TYPY SERVOAKTUÁTORŮ

Existuje několik konstrukčních řešení. Do této práce byli vybráni typičtí představitelé lineárních aktuátorů z velkého počtu výrobců. Krom toho, že servoaktuátory je možné rozdělit dle velikosti a k tomu odpovídajícímu výkonu, lze je rozdělit také na základě jejich samotné konstrukce, která je popsána níže.

SERVOAKTUÁTORY SESTAVENY Z JEDNOTLIVÝCH CELKŮ

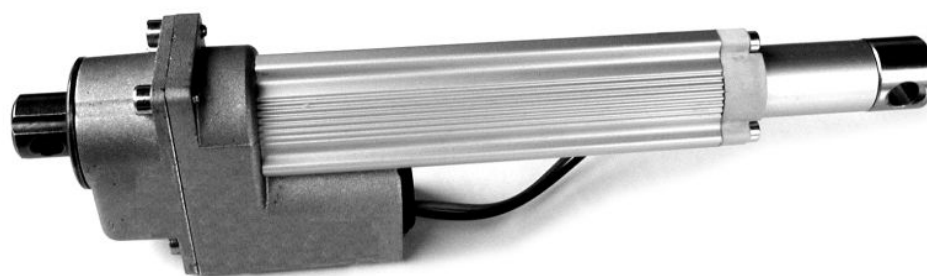
Existují servoaktuátory, které se skládají ze tří hlavních celků, a to je elektromotor, převodové ústrojí a pohybový šroub. Elektromotor pak může být orientovaný různě vzhledem k pohybovému šroubu. V takovém případě je nutné vyřešit převod mezi elektromotorem a pohybovým šroubem, například jednoduchou převodovkou nebo ozubenými koly s řemenem.

Na obrázku 3 je schématický řez aktuátoru. Elektromotor díky převodovce přenáší kroutící moment na trapézový šroub, který pomocí matice uvnitř výsuvné trubice mění na lineární sílu a pohyb. Anti-rotací límeč kromě zabránění protočení trubice zajistí přerušení vysouvání a zasouvání trubice v okamžiku, kdy najede na vypínač, který je v počáteční i konečné poloze.



Obrázek 3: Schéma aktuátoru s trapézovým šroubem [10]

Možným představitelem takového řešení je aktuátor s výsuvným pístem a s čelní převodovkou HG3 od českého dodavatele T.E.A. technik s.r.o., který je vidět na obrázku 4. Jedná se o aktuátor poháněný stejnosměrným motorem, u kterého lze díky různým převodům dosáhnout různých rychlostí zdvihu v závislosti na zatížení. Při převodu 12:1 je možné jmenovité zatížení 16 N a rychlost zdvihu 5 mm/s. Pokud je aktuátor dodáván s převodovým poměrem 240:1, je možné zatížení 380 N při rychlosti zdvihu 0,3 mm/s. Standardní délky zdvihu jsou 50 až 300 mm [12].



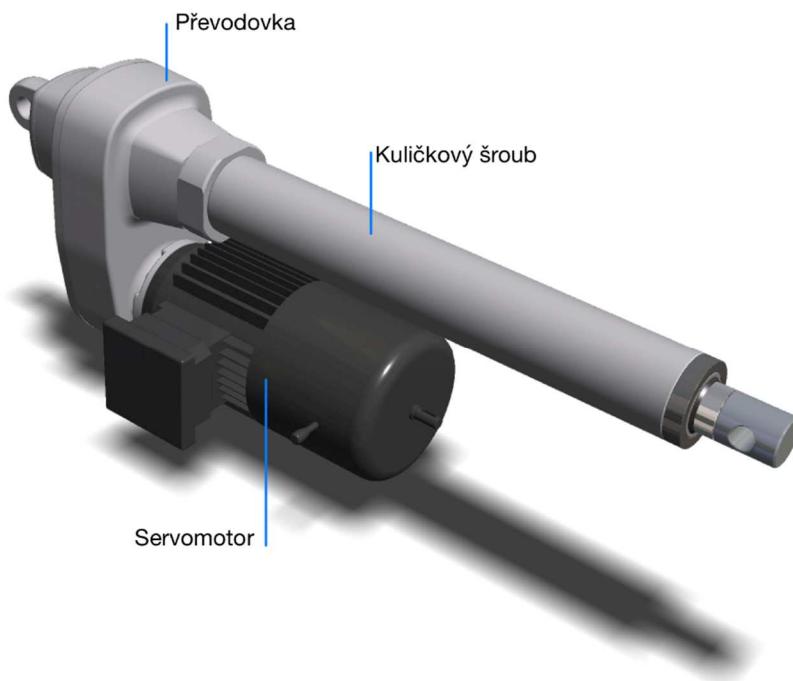
Obrázek 4: Aktuátor s trapézovým šroubem a převodovkou HG3 [12]

Na obrázku 5 je řez aktuátoru, který díky převodovce přenáší kroutící moment z elektromotoru na kuličkový šroub s recirkulační maticí. Součástí systému je klidová brzda, která drží břemeno v okamžiku, kdy motor neběží, a spojka proti přetížení.



Obrázek 5: Schéma aktuátoru s převodovkou a kuličkovým šroubem [13]

Představitelem tohoto řešení je aktuátor ALI5-P také od firmy T.E.A. technik s.r.o. (Obr.6). Aktuátor sestává ze střídavého servomotoru s převodem ozubenými koly a kuličkovým pohybovým šroubem. Toto zařízení dokáže přenést axiální zatížení o velikosti 10000 N při rychlosti zdvihu 9 mm/s. Životnost je 2000 provozních hodin [14].



Obrázek 6: Aktuátor ALI5-P [14]

KOMPAKTNÍ SERVOAKTUÁTORY

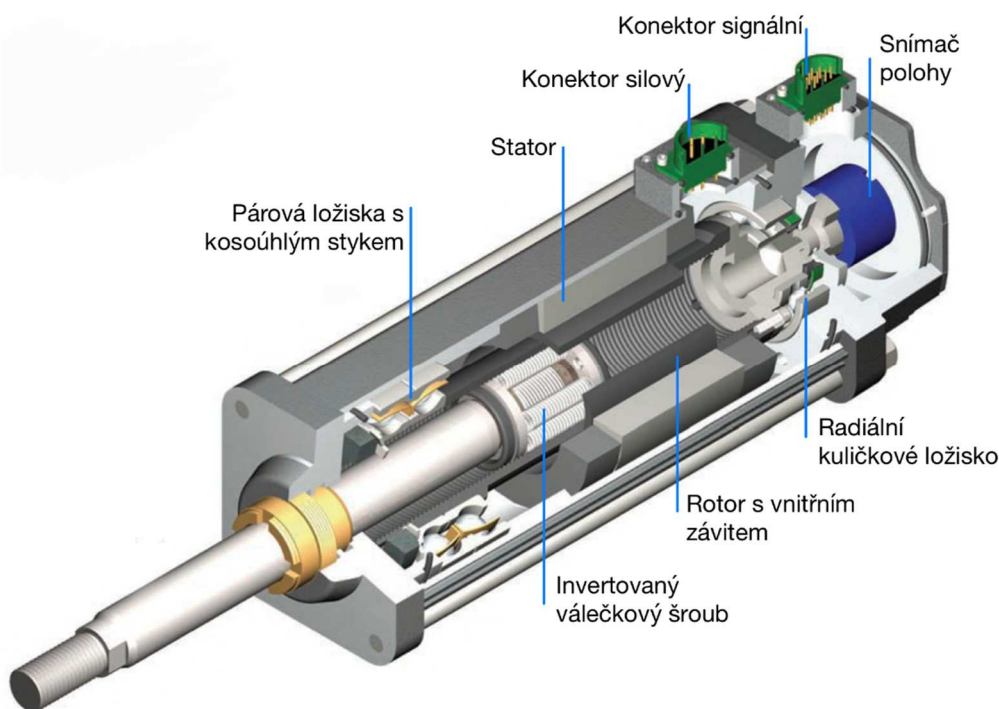
Další možností je kompaktní řešení, u kterého odpadá převodové ústrojí.

U těchto řešení se vyskytují pohybové šrouby dvojího typu. Prvním typem pohybového šroubu je kuličkový a druhým válečkový.

Na obrázku 7 je servoaktuátor s invertovaným válečkovým šroubem. Jedná se o kompaktní řešení, kdy pohybový šroub je zabudován přímo v těle servomotoru. Rotor servomotoru je na jedné straně uložen v radiálním kuličkovém ložisku a na straně druhé párovými kuličkovými ložisky s kosouhlým stykem.

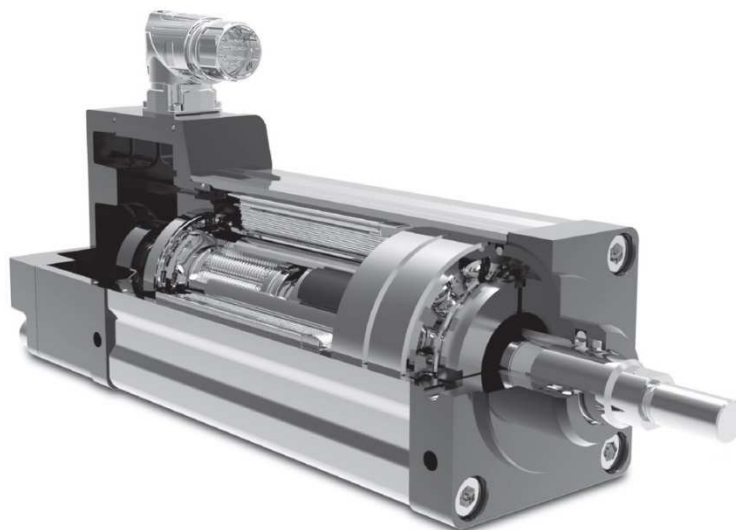
Válečkový šroub zajišťuje přenos točivého momentu na lineární sílu a pohyb. Několik válečkových šroubů se závitem je planetově sestaveno kolem lineárně se pohybujícího hřídele [15].

Tento válečkový šroub je přímo zabudován do rotoru servomotoru, ve kterém je závit.



Obrázek 7: Schéma servoaktuátoru s invertovaným válečkovým šroubem [16]

Typickým představitelem kompaktního řešení s invertovaným válečkovým šroubem je například servoaktuátor s označením Exlar GTX100 od výrobce ATB Automation (Obr.8). Výrobce udává trvalé axiální zatížení 15400 N s maximálním zdvihem 300 mm [17].



Obrázek 8: Servoaktuátor s válečkovým šroubem Exlar GTX100 [17]

Dalším kompaktním řešením, tentokrát s kuličkovým šroubem je servoaktuátor s označením AA3033-23Hz od výrobce Beckhoff (Obr.9). Servoaktuátor od tohoto výrobce je dimenzovaný pro trvalé zatížení 3240 N se zdvihem 200 mm [18].



Obrázek 9: Servoaktuátor s kuličkovým šroubem AA3033-23Hz [18]

1.2.3 DRUHY ELEKTRICKÝCH POHONŮ

V současnosti existuje velké množství druhů elektrických pohonů, které se liší konstrukcí rotorové a statorové části.

Jedná se o:

- pohony se stejnosměrným motorem,
- pohony s elektronicky komutovaným motorem,
- pohony se synchronním motorem s permanentními magnety na rotoru,
- pohony s asynchronním motorem,
- pohony s krokovým motorem [19].

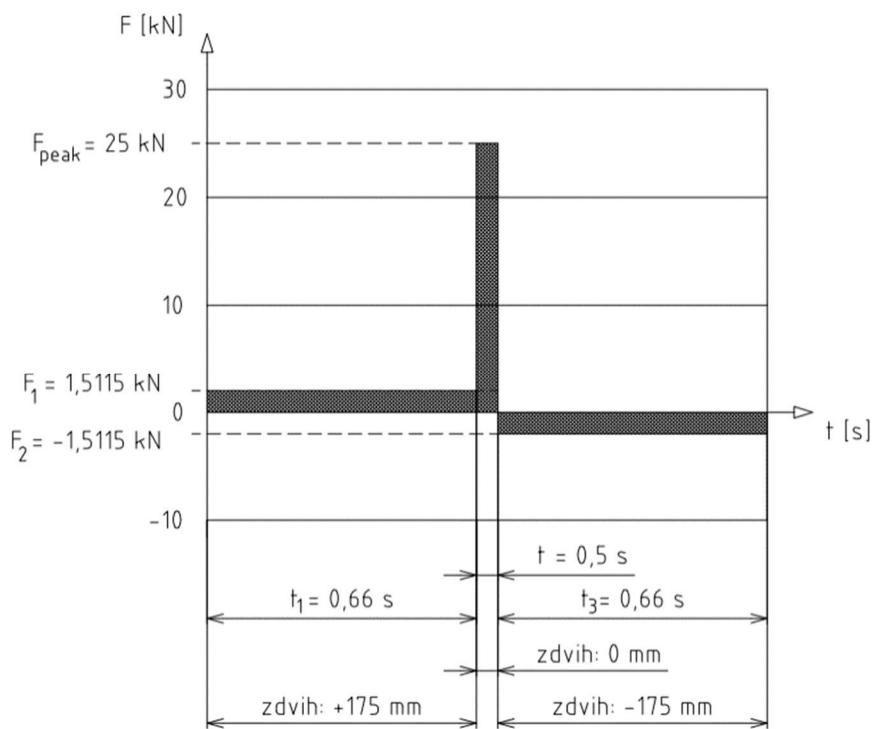
1.3 ZVOLENÉ ŘEŠENÍ

Vybral jsem takové kompaktní řešení, kde pohybový šroub je zabudovaný v těle samotného elektromotoru, pro aplikaci svařovacího bodovacího robota, který se ve velké míře využívá v automobilovém průmyslu.

Pro tuto aplikaci je znám určitý pracovní cyklus, pro který se dimenzují jednotlivé komponenty servoaktuátoru. Z pracovního cyklu lze vyčíst jak velké síly působí, jejich směr a jak dlouho působí během jednoho cyklu. Tento pracovní cyklus je popsán v následující kapitole.

1.3.1 PRACOVNÍ CYKLUS STROJE

Při návrhu servoaktuátoru je uvažován pracovní cyklus stroje podle obrázku 10. Síla $F_1 = 1,5115 \text{ kN}$ působí při celém zdvihu 175 mm . V okamžiku, kdy se kuličkový šroub dostane do maximálního zdvihu 175 mm , stroj musí vyvinout sílu $F_{peak} = 25 \text{ kN}$, aby svařovací robot kleštěmi přimáčkl plechy k sobě a bodově svařil. Rotor se netočí, kuličkový šroub se nevysouvá, ale elektromagnetické pole vyvíjí obrovskou sílu. Stroj je tedy na krátkou dobu $t = 0,5 \text{ s}$ přetěžován a přehřívá se. Pro tento okamžik, kdy působí maximální síla $F_{peak} = 25 \text{ kN}$, jsou navrženy šroubové spoje. Po bodovém svaření působí síla $F_2 = 1,5115 \text{ kN}$ při zasouvání kuličkového šroubu zpět do nulového zdvihu. Při vysouvání a zasouvání kuličkové šroubu má rotor otáčky $n = 3200 \text{ min}^{-1}$.



Obrázek 10: Pracovní cyklus stroje

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Při aplikaci svařovacích robotů jsou potřeba servoaktuátory schopné unést vysoká zatížení, které zajistí vysokou opakovatelnost cyklů a poměrně dlouhou životnost.

Pracuji ve firmě, která aktuátory vyrábí, ale v současné době nemá ve svém portfoliu takový aktuátor, jenž by vyhovoval požadavkům kladeným na tyto aplikace.

Proto jsem se rozhodl modifikovat stávající servoaktuátor dimenzovaný na nejvyšší možné krátkodobé zatížení 20 kN, které motor vydrží v provozu 20 tis. hodin tak, aby dosahoval požadovaných kritérií pro využití v těchto aplikacích.

Problémem současné konstrukce servoaktuátoru z něhož vycházím je zvolený kuličkový šroub, jenž je nejkritičtější místem celého systému. Kuličkový šroub bylo potřeba prověřit.

V současném řešení je také příliš komplikované uspořádání ložiskového uzlu v přední části servoaktuátoru, a proto v novém řešení bylo třeba tento uzel modifikovat.

Elektromotor ve výchozím servoaktuátoru je z hlediska výkonu, pro tuto aplikaci dostatečný. Dokáže vyvinout potřebné zrychlení v kritickém okamžiku, ve kterém je potřebná síla 25 kN.

2.1 ANALÝZA KULIČKOVÉHO ŠROUBU VÝCHOZÍHO SERVOAKTUÁTORU

Limitujícím faktorem životnosti servoaktuátoru je kuličkový šroub. Kuličkový šroub s nepředepnutou válcovou maticí a přírubou s označením K 25x10 AP od výrobce KSK Kuřim, který je volen v současném aktuátoru, má parametry uváděné v tabulce 1.

Tabulka 1: Parametry kuličkového šroubu K 25x10 AP [4]

Kuličkový šroub	Jmenovitý průměr	Stoupání	Počet nosných závitů	Základní statická únosnost	Základní dynamická únosnost
K 25 x 10	d_0 [mm]	P [mm]	i [–]	C_0 [N]	C_a [N]
	25	10	3	31 600	12 800

Dle níže uvedeného výpočtu v kapitole 2.1.1, byla zjištěna trvanlivost kuličkového šroubu K 25x10 AP výchozího servoaktuátoru pro pracovní cyklus na obrázku 10.

2.1.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU VÝCHOZÍHO SERVOAKTUÁTORU

Pro výpočet trvanlivosti kuličkového šroubu je využita tabulka 2, která uvádí poměrnou dobu působení axiální síly při určitých otáčkách. Síla F_3 působí ve směru opačném F_1 . Poměrné doby působení q_1 a q_2 byly zaokrouhleny na 50%, protože síla F_{peak} působí při nulových otáčkách kuličkového šroubu. Trvanlivost kuličkového šroubu byla vypočtena při daných otáčkách.

Tabulka 2: Spektrum zatěžujících sil

Síla [N]	Otáčky [ot/min]	Poměrná doba působení [%]
$F_1 = 1511,5$	$n_1 = 3200$	$q_1 = 50$
$F_{peak} = 25000$	$n_2 = 0$	–
$F_3 = 1511,5$	$n_3 = 3200$	$q_3 = 50$

Pro výslednou trvanlivost je nejprve nutné vypočítat trvanlivost ve směru působení síly F_1 a také ve směru síly F_2 , které jsou dány rovnicemi (1) a (2).

$$L_1 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_1} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{12800 \cdot 1,25}{1511,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,2 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (1)$$

$$L_2 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_2} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{12800 \cdot 1,25}{1511,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,2 \cdot 10^9 \text{ otáček}, \quad (2)$$

kde f_m je koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu, který je standardně 1,25 [4].

Dosažením trvanlivosti ve směrech L_1, L_2 do rovnice (3) byla vypočtena výsledná trvanlivost v otáčkách. Rovnice (4) udává výslednou trvanlivost v provozních hodinách.

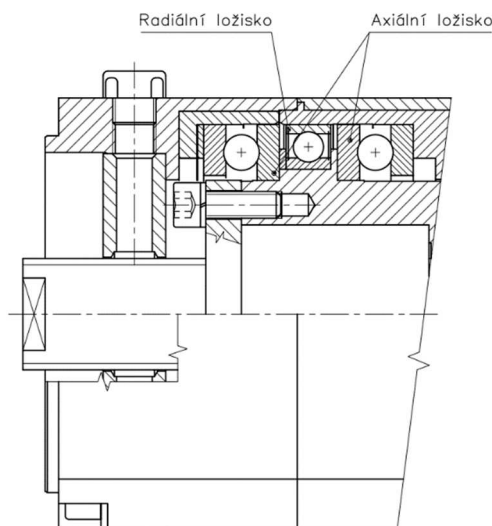
$$L = \left(L_1^{-\frac{10}{9}} + L_2^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} = \left[(1,2 \cdot 10^9)^{-\frac{10}{9}} + (1,2 \cdot 10^9)^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} = 6,4 \cdot 10^8 \text{ otáček} \quad (3)$$

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} = \frac{6,4 \cdot 10^8}{3200 \cdot 60} = 3333 \text{ hodin}, \quad (4)$$

kde n_m jsou střední otáčky zřejmé z tabulky 2.

2.2 ANALÝZA LOŽISKOVÉHO UZLU VÝCHOZÍHO SERVOAKTUÁTORU

V konstrukci servoaktuátoru, ze které vycházíme, jsou volena v předním ložiskovém uzlu dvě axiální ložiska a jedno radiální, jak je vidět na obrázku 11. Díky dvěma axiálním ložiskům zaručující vysokou trvanlivost a únosnost je toto řešení vyhovující, nicméně je zbytečně komplikované a lze ho zjednodušit volbou jiného typu ložisek.



Obrázek 11: Přední ložiskový uzel výchozího servoaktuátoru

2.3 ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO ŘEŠENÍ

Současný servoaktuátor nevyhovuje a je nutné ho částečně přestruovat. Z analýzy kuličkového šroubu výchozího servoaktuátoru vyplývá, že provozní doba tohoto současného řešení je pouze 3333 hodin pro definovaný pracovní cyklus (obr.10), což je nedostatečné.

Proto, aby bylo dosaženo požadované trvanlivosti 20000 hodin, bude nutné navrhnout nový kuličkový šroub s vyšším počtem nosných závitů a vyšší základní dynamickou únosností.

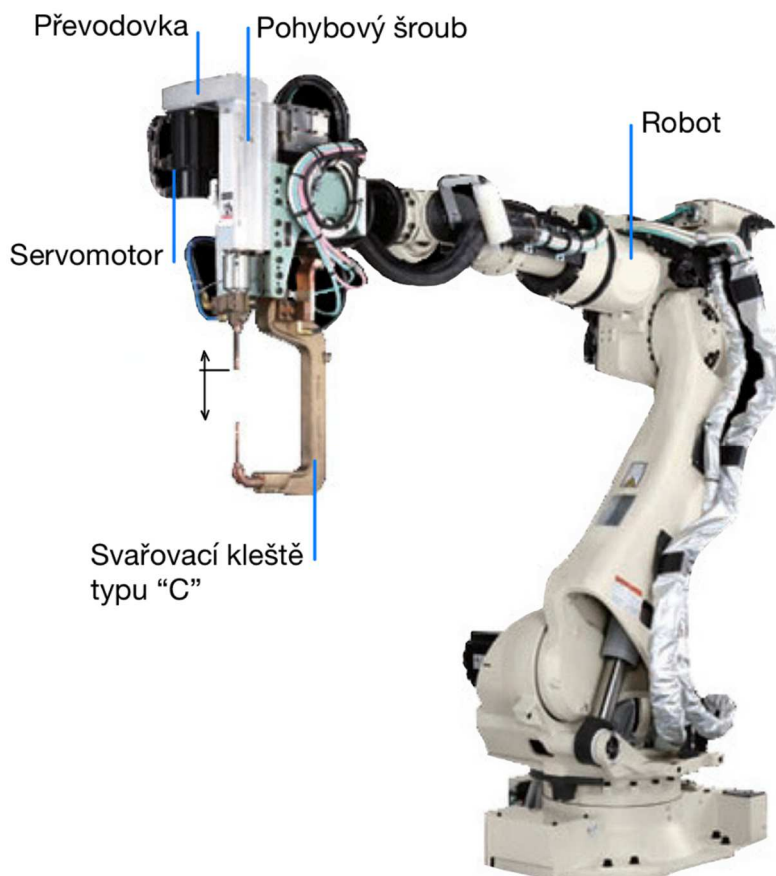
Samotná konstrukce ložiskového uzlu v přední části servoaktuátoru, jenž přenáší celé vnější zatížení je komplikovaná jednak z hlediska výroby samotných uložení pro ložiska, tak i z hlediska montáže.

2.4 CÍL PRÁCE

Cílem mojí práce je tedy navrhnout aktuátor, který vychází z této současné koncepce. Navržen bude tak, aby bylo vhodné jej využít pro aplikaci svařovacího robota pro výše zmiňovaný pracovní cyklus (obr.10) Navržený aktuátor bude s minimální modifikací, aby nevzrostla příliš cena, ale bude navržen pro vyšší únosnost a do návrhu zakomponuji nové uspořádání ložisek a s lepším kuličkovým šroubem pro vyšší únosnost.

Dílním cílem této práce je navrhnout výpočtový postup, ten zrealizovat a podle něj nadimenzovat ostatní součásti.

Pro představu, o jakou aplikaci se může jednat, byl vložen obrázek 12, na kterém je vidět svařovací robot od společnosti NACHI-FUJIKOSHI CORP. Pro pohon svařovací pistole je zvolen servoaktuátor sestávající ze tří celků - samotného servomotoru, převodovky a pohybového šroubu.



Obrázek 12: Svařovací bodový robot [20]

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu je potřeba promyslet, jaký typ servoaktuátoru zvolit. Dále je důležitý vhodný výběr pohybového šroubu, který přenesení požadované zatížení a bude mít dostatečnou životnost. Stejně jako, kterou je potřeba vyřešit, je uložení hřídele servomotoru a vybrat taková ložiska, která zajistí dostatečnou trvanlivost a únosnost.

3.1 ZVÁŽENÍ VOLBY TYPU SERVOAKTUÁTORU

Pro zvolenou aplikaci je možné použít pohon, kdy pohybový šroub není součástí těla servomotoru a servoaktuátor by se tak skládal ze tří celků, jak je vidět na obrázku 6. Návrh servoaktuátoru oproti vypracovanému řešení v této práci by se tak zkomplikoval o nadimenzování převodovky. Výhodou tohoto řešení je možná snadná výměna při poruše elektromotoru či jiného celku.

Jelikož uvažuji aplikaci pro svařovacího robota, je výhodné, aby servoaktuátor byl co nejmenší a nejlehčí. Z tohoto hlediska by bylo vhodné volit takové řešení, které je kompaktní, jak je vidět na obr. 9. Kompaktnost zaručí pohybový šroub, který bude zabudovaný přímo v těle servopohonu. Nespornou výhodou je absence převodovky. Pokud by ovšem došlo k poruše elektromotoru, následná oprava bude komplikovanější

3.2 ZVÁŽENÍ VOLBY POHYBOVÉHO ŠROUBU

Volba pohybového šroubu, který zaručí převedení rotačního pohybu na lineární, se odvíjí od kladených požadavků na účinnost systému, posuvovou rychlost a únosnost.

3.2.1 TRAPÉZOVÝ ŠROUB

Trapézové šrouby s lichoběžníkovým závitem rovnoramenným jsou standardním konstrukčním prvkem určeným pro samosvorný převod rotačního pohybu na přímočarý s nízkou účinností, která je dána kluzným třením funkčních ploch jeho profilu, mazáním a použitým materiálem. Při této konstrukci je přibližně 70 % energie ztraceno prostřednictvím generování tepla, které vzniká třením kluzných stykových ploch. Na obrázku 13 je vidět trapézový šroub s maticí [21].

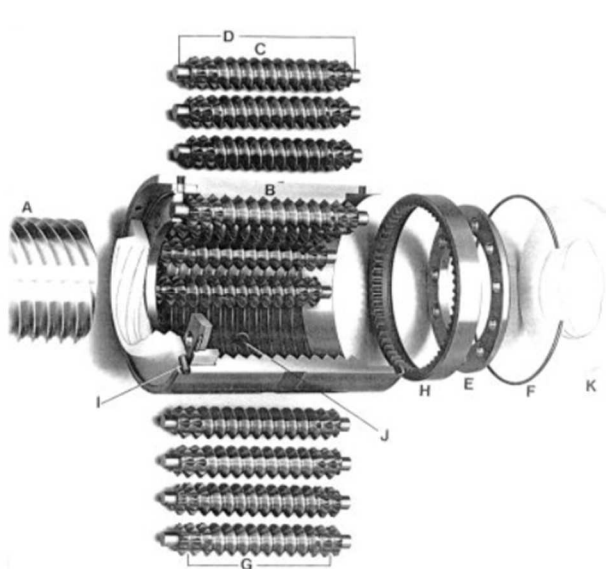
Pro nízkou účinnost není vhodné volit tento pohybový kluzný šroub.



Obrázek 13: Pohybový trapézový šroub [22]

3.2.2 VÁLEČKOVÝ ŠROUB

Jedná se o šroubový mechanismus s vysokou účinností. Na rozdíl od trapézových šroubů jsou válečkové šrouby vybaveny valivými tělesy, a to válečky se závity, které přenáší výkon mezi maticí a hřídelí šroubu. V závislosti na provedení a technologii je účinnost válečkových šroubů vyšší než 80 %. Válečkový invertovaný šroub je dražší než kuličkový šroub a výrazně se tak prodrazí výroba hřídele servomotoru, ve kterém je potřeba vyrobit vnitřní závit [23].

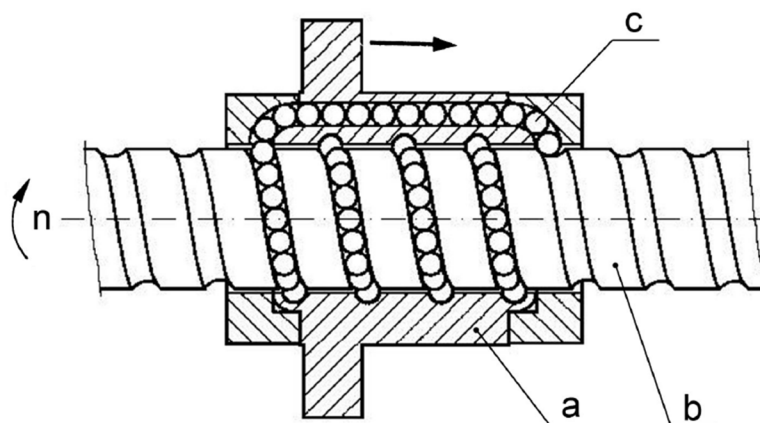


- A = hřídel šroubu**
- B = matice**
- C = váleček se závitem**
- D = svazek válečků**
- E = planetární uložení válečků**
- F = přídržný prstenec**
- G = synchronizační ozubení (váleček)**
- H = synchronizační ozubení (matice)**
- I = přídržný prstenec**
- J = domazávání**
- K = stírací uzávěr**

Obrázek 14: Konstrukce válečkového šroubu [23]

3.2.3 KULIČKOVÝ ŠROUB

Kuličkový šroub je pohybový šroub s vysokou mechanickou účinností, která je dána odvalováním kuliček oddělujících závity šroubu a matice. Otočením kuličkového šroubu (b na obrázku 15) dojde k odvalení kuliček (c na obrázku 15), které pohybují s maticí. Kuličky se postupně posouvají po šroubovici a díky tzv. deflektorům se usměrňují do převáděcích kanálů a navrací zpět do závitové dráhy mezi maticí a šroubem. Mechanická účinnost se u kuličkových šroubů pohybuje okolo 95%. Kuličkové šrouby jsou jednodušší na výrobu, proto jsou levnější [24].



Obrázek 15: Kuličkový šroub [24]

3.3 ZHODNOCENÍ UVAŽOVANÝCH ŘEŠENÍ

Z uvedených možností se jako nejvhodnější jeví volba kompaktního typu servoaktuátoru se zabudovaným kuličkovým šroubem. Zvolením kompaktního řešení se docílí lehčího provedení servopohonu, což se příznivě projeví na dynamice celé aplikace svařovacího robota, díky čemuž se může docílit efektivnějšího provozu aplikace.

Volbou kuličkového šroubu lze docílit požadované únosnosti a trvanlivosti. Tato volba je pro zvolenou aplikaci nejlepším řešením, jelikož kluzný trapézový šroub má obrovské ztráty co do účinnosti díky tření a vytvářené teplo by se přenášelo na další komponenty servoaktuátoru, díky čemuž by mohlo docházet k zbytečnému přehřívání elektromotoru. Volbou válečkového šroubu by se zase prodražila výroba hřídele z důvodu nutnosti výroby vnitřního závitu a navíc je vysoká cena samotného válečkového šroubu.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V rámci konstrukčního řešení bylo nutné se věnovat následujícím čtyřem částem. Připojení na vnější zařízení (pozice 1, 2 na obr.16), návrh všech šroubových spojů v aktuátoru (pozice 3 až 8 na obr.16), volbu vhodných ložisek pro přední a zadní ložiskový uzel (pozice 9, 10 na obr.16) a výpočet zvoleného kuličkového šroubu (pozice 11 na obr.16) s odpovídající únosností.

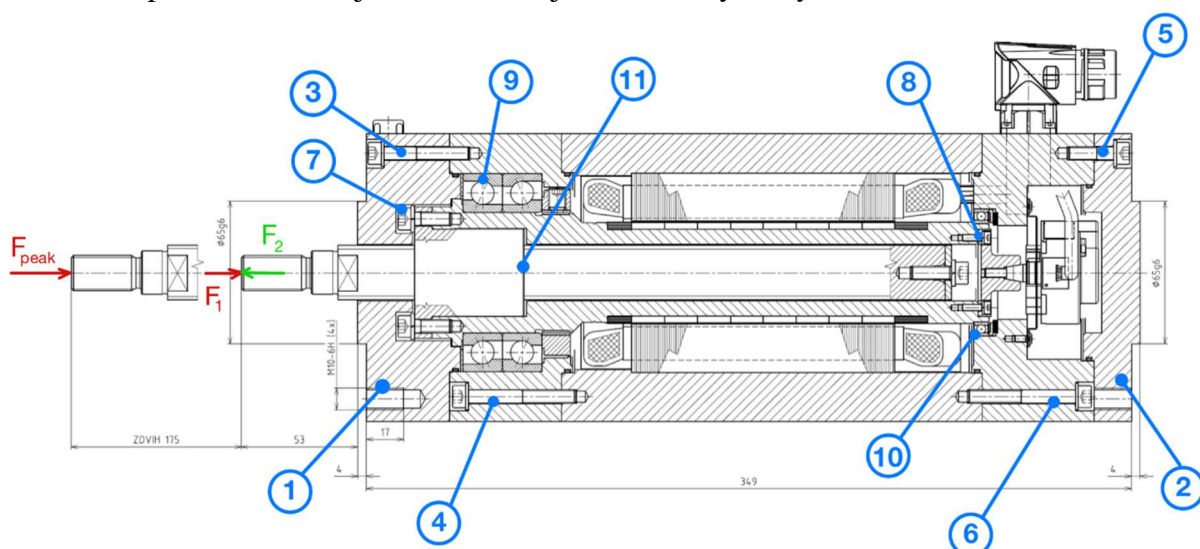
Jelikož výkon elektromotoru byl vyhodnocen jako dostatečný, jeho zástavbové rozměry byly použity ze současného řešení.

Vyznačené síly na obr. 16 odpovídají pracovnímu cyklu (obr.10). Síla $F_1 = 1511,5 \text{ N}$ působí během vysouvání pohybového šroubu z nulového bodu do maximálního zdvihu 175 mm. V tomto okamžiku se šroub nevysouvá a elektromotor vyvine sílu $F_{peak} = 25000 \text{ N}$. Při zasouvání šroubu zpět do nulové polohy působí stejně velká síla F_2 , ale opačně orientovaná vzhledem k síle F_1 .

Axiální zatížení působící na kuličkový šroub (poz.11 obr.16) se přenáší na matici kuličkového šroubu, která tlačí na hřídel rotoru a z rotoru pokračuje na párová ložiska (poz.9 obr.16) uložená v ložiskovém štítu předním (dále jen LŠP). LŠP se díky působící síle snaží oddělit od štítu předního (dále jen ŠP), tomu však brání osm šroubů (poz.3 obr.16) spojující tyto dva štíty. Následně se síla přenáší přes šroub, pro který je ve ŠP vytvořen závit na vnější připojení (poz.1 obr.16). Z toho vyplývá, že zmiňovaná šroubová spojení jsou nejdůležitější, aby byla schopna přenést sílu $F_{peak} = 25000 \text{ N}$.

Servoaktuátor je navržen tak, aby veškeré axiální zatížení zachytávala párová ložiska s kosoúhlým stykem v přední části pohonu, proto jsou tato ložiska o tolik robustnější oproti zadnímu radiálnímu ložisku.

V dalších kapitolách následuje řešení všech již zmiňovaných čtyř částí.



Obrázek 16: Servoaktuátor pro vyšší zatížení

4.1 PŘIPOJENÍ NA VNĚJŠÍ ZAŘÍZENÍ

Podstatou dimenzování připojení na vnější zařízení je navržení štítu předního a navržení šroubového spoje, aby byl schopen přenést vnější axiální sílu.

Je předpokládáno, že připojení na vnější zařízení je řešeno průchozí přírubou, na kterou je pomocí čtyř šroubů připojen celý servoaktuátor a provozní axiální síla tak působí pouze do osy kuličkového šroubu.

Při volbě šroubových spojů je důležité vědět v jaké poloze bude servoaktuátor umístěn, zda svisle nebo vodorovně. Jelikož se jedná o aplikaci svařovacího robota, je proto možné, že samotný servoaktuátor bude polohován různě v okamžiku působení maximální provozní síly $F_{peak} = 25 \text{ kN}$. Proto jsou šroubové spoje navrženy pro nejhorší možnou polohu motoru, která je vodorovná a pro největší možné provozní zatížení $F_{peak} = 25 \text{ kN}$.

V další kapitole se přechází k samotnému řešení návrhu šroubového spoje.

4.1.1 NÁVRH ŠROUBOVÉHO SPOJE PRO UCHYCENÍ CELÉHO SERVOAKTUÁTORU

Pro návrh tohoto šroubového spoje je nutné počítat s vnější provozní silou $F_{peak} = 25 \text{ kN}$, tíhou samotného motoru m , a také s kroutícím momentem M_k vyvinutým od samotného magnetického pole statorového svazku. Svěrná síla F_p , která je tzv. zbytkovou silou, udržující spojované díly pohromadě, musí být dostatečně velká, aby vlivem kroutícího momentu M_k nedošlo k přestřihnutí šroubů.

PROVOZNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN ŠROUB

Nejprve je potřeba vypočítat sílu od statické provozní síly působící na jeden šroub F_{vs} . Tzn. síla $F_{peak} = 25 \text{ kN}$ se podělí počtem šroubů n_s , které spojují vnější zařízení se štítem zadním.

$$F_{vs} = \frac{F_{peak}}{n_s} = \frac{25}{4} = 6,25 \text{ kN} \quad (5)$$

SÍLA VYVOZENÁ Z PŮSOBENÍ TÍHY SERVOAKTUÁTORU

Je nutné vypočítat rozložení sil do osy šroubů od působení tíhy motoru. Za předpokladu pružného rozdělení sil ve šroubech, lze určit největší tahovou sílu v horní řadě šroubů dle níže uvedeného postupu. [7]

Pro výpočet vycházím z momentové věty:

$$G \cdot a = F \cdot b \quad (6)$$

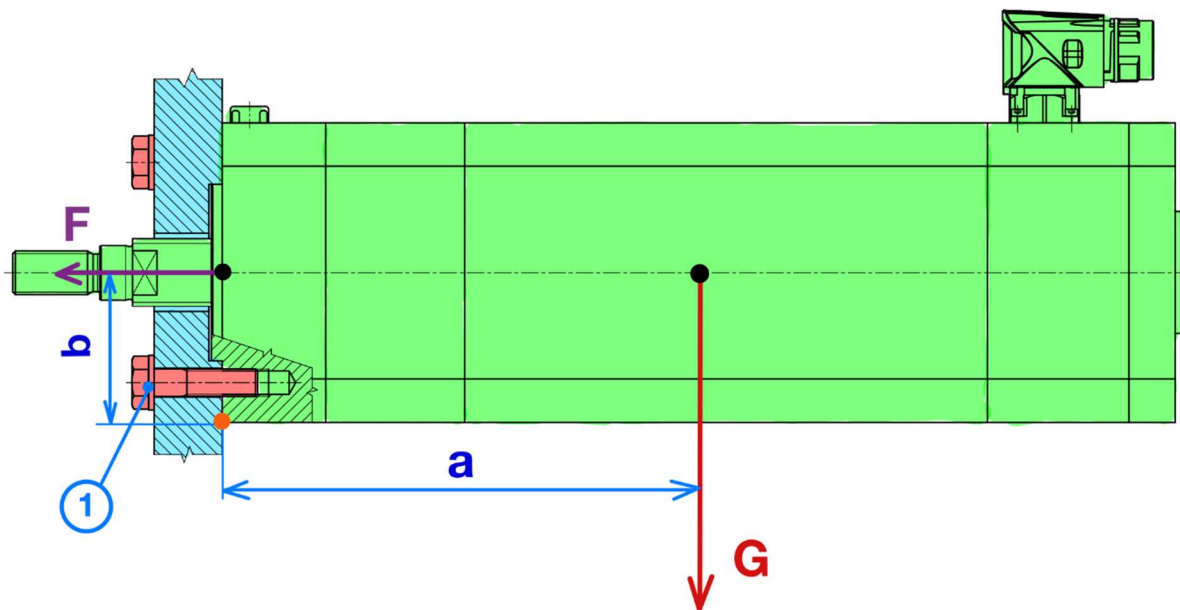
V programu Solid Works byla zjištěna hmotnost servoaktuátoru $m = 22,3 \text{ kg}$, a také rameno $a = 174,5 \text{ mm}$, na kterém působí tíha G . Tíha G tedy působí v těžišti servoaktuátoru, jak je vidět na obr. 17.

$$G = m \cdot g = 22,3 \cdot 9,81 = 218,76 \text{ N}, \quad (7)$$

kde $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ je tíhové zrychlení.

Následně je vypočítaný moment M působící na všechny čtyři šrouby (poz.1 na obr.17).

$$M = a \cdot G = 174,5 \cdot 10^{-3} \cdot 218,76 = 38,20 \text{ Nm} \quad (8)$$



Obrázek 17: Působení tíhy servoaktuátoru

Dále platí:

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_3}{r_3} \quad (9)$$

$$\frac{F_2}{r_2} = \frac{F_3}{r_3} \quad (10)$$

Z toho plyne výpočet působících sil F_1 , F_2 , F_3 jenž jsou zakresleny na obr.18.

$$F_1 = \frac{F_3 \cdot r_1}{r_3} \quad (11)$$

$$F_2 = \frac{F_3 \cdot r_2}{r_3} \quad (12)$$

$$M = F_1 r_1 + 2(F_2 r_2) + F_3 r_3 \quad (13)$$

$$M = \frac{F_3 r_1^2}{r_3} + 2 \left(\frac{F_3 r_2^2}{r_3} \right) + F_3 r_3 \quad (14)$$

$$38,2 = \frac{F_3 (10,22 \cdot 10^{-3})^2}{124,78 \cdot 10^{-3}} + 2 \left(\frac{F_3 \cdot (67,5 \cdot 10^{-3})^2}{124,78 \cdot 10^{-3}} \right) + F_3 \cdot 124,78 \cdot 10^{-3} \quad (15)$$

$$38,2 = F_3 \left(\frac{(10,22 \cdot 10^{-3})^2}{124,78 \cdot 10^{-3}} + 2 \cdot \frac{(67,5 \cdot 10^{-3})^2}{124,78 \cdot 10^{-3}} + 124,78 \cdot 10^{-3} \right) \quad (16)$$

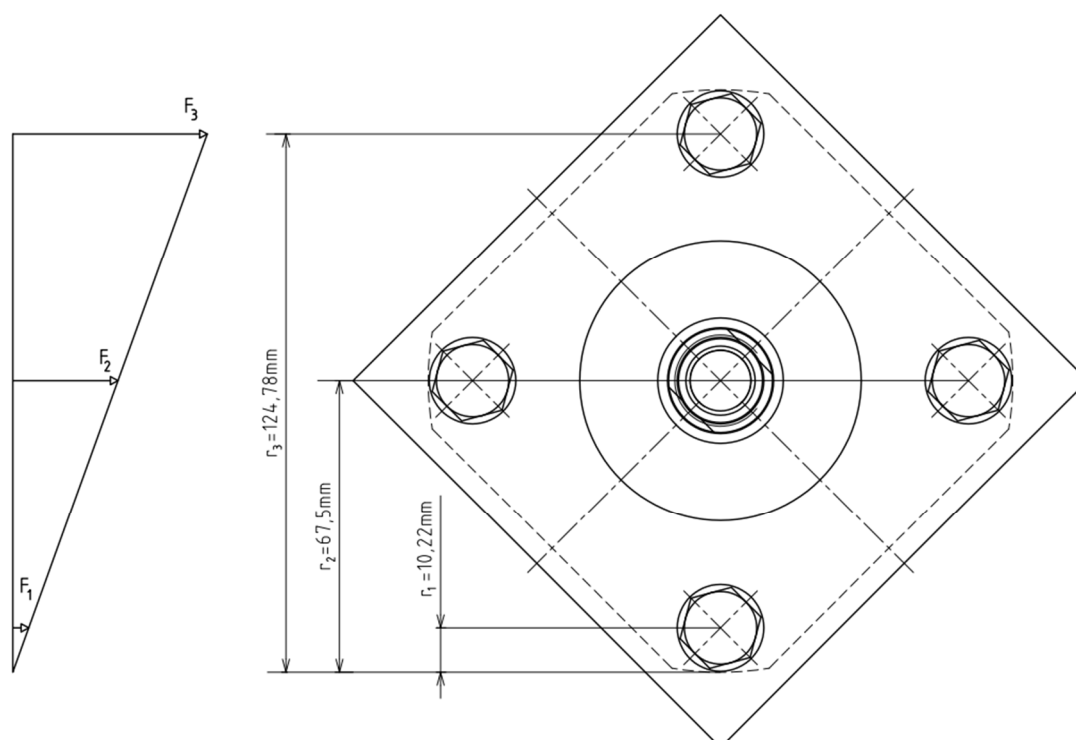
$$F_3 = 192,30 \text{ N} \quad (17)$$

Síla F_3 je síla působící v horní řadě v jednom šroubu. Síly F_2 , F_1 jsou také síly působící v jednom šroubu, v dané řadě podle obrázku 18.

$$F_1 = \frac{192,3 \cdot 10,22 \cdot 10^{-3}}{124,78 \cdot 10^{-3}} = 15,75 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_2 = \frac{192,3 \cdot 67,5 \cdot 10^{-3}}{124,78 \cdot 10^{-3}} = 104 \text{ N} \quad (19)$$

Z výsledků vyplývá, že největší síla působí v horní řadě šroubů, proto v následujících výpočtech počítám se silou F_3 .



Obrázek 18: Rozložení sil od působící tíhy části motoru

CELKOVÁ PROVOZNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN ŠROUB

Celková provozní síla F působící na jeden šroub je dána součtem provozní síly F_{vs} ze vztahu (5) a největší silou vyvozenou z působení tíhy servoaktuátoru F_3 ze vztahu (17).

$$F = F_{vs} + F_3 = 6250 + 192,3 = 6442,30 \text{ N} \quad (20)$$

Celková provozní síla F dále vstupuje do výpočtů pro zjištění velikosti sil předpětí F_0 , (24), dále vstupuje do vztahu (25) pro zjištění velikosti síly ve šroubu po zatížení statickou silou F_s , a také do výpočtu svěrné síly F_p (26).

TUHOST SPOJOVACÍCH SOUČÁSTÍ

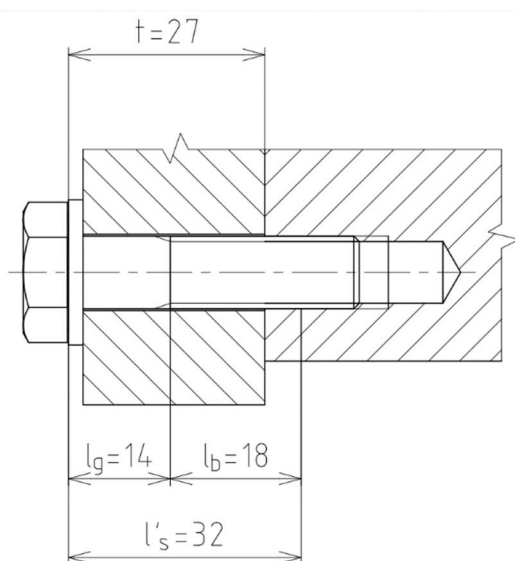
Při návrhu a kontrole předepjatých šroubových spojů je nutné znát tuhost spojovacích součástí k_s dle vztahu (22). Tuhost šroubu lze stanovit z tuhostí dvou jeho částí, tj. z tuhosti hladké válcové části dříku a z tuhosti části šroubu se závitem. Pro výpočet je potřeba znát plochu průřezu válcové části dříku šroubu bez závitu S_d danou vztahem (21). Při výpočtu tuhosti šroubu je využit obrázek 19. [7]

$$S_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,50 \text{ mm}^2, \quad (21)$$

kde d je jmenovitý průměr šroubu.

$$k_s = \frac{S_d A_s E}{S_d l_b + A_s l_g} = \frac{78,5 \cdot 58 \cdot 207000}{78,5 \cdot 18 + 58 \cdot 14} = 423582,47 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (22)$$

kde A_s je výpočtový průřez šroubu, E modul pružnosti v tahu materiálu šroubu, l_b délka závitu šroubu nacházející se v sevření a l_g délka válcové části dříku šroubu bez závitu.



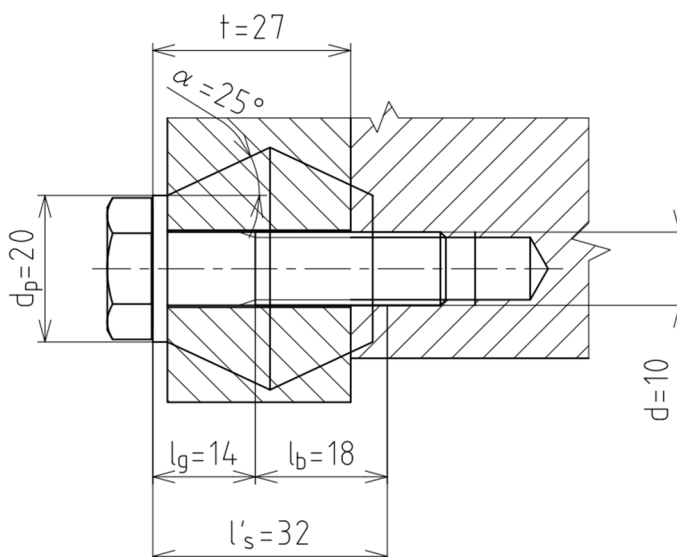
Obrázek 19: Tuhost spojovacích součástí

TUHOST SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

Spojované součásti mají stejný modul pružnosti v tahu E a lze je tedy nahradit dvěma stejnými komolými kužely s podstavami otočenými k sobě, a je možné při výpočtu tuhosti uvažovat tyto dvě části jako dvě sériově řazené pružiny o stejné tuhosti. Výpočet tuhosti je dán vztahem (23) [7].

$$\begin{aligned}
 k_p &= \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 \ln \frac{(l'_s \tan \alpha + d_p - d)(d_p + d)}{(l'_s \tan \alpha + d_p + d)(d_p - d)}} = \\
 &= \frac{\pi \cdot 207000 \cdot 10 \cdot \tan 25^\circ}{2 \cdot \ln \frac{(32 \cdot \tan 25^\circ + 20 - 10)(20 + 10)}{(32 \cdot \tan 25^\circ + 20 + 10)(20 - 10)}} = \\
 &= 2976294,16 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1},
 \end{aligned} \tag{23}$$

kde úhel α je roven polovině vrcholového úhlu kužele, d_p je vnější průměr podložky a l'_s je účinná svěrná délka. Hodnoty jsou uvedeny na obr.20.



Obrázek 20: Tuhost spojovaných součástí

VELIKOST PŘEDPĚTÍ

Velikost předpětí se určí na základě požadavku, aby zbytková síla F_p mezi spojovanými částmi neklesla pod určitou hodnotu, vztaženou k maximální velikosti provozní síly F . Volí se prostřednictvím součinitele sevření spoje ψ_s , který udává poměr mezi svěrnou silou (zbytkovou) F_p a maximální provozní silou F . Součinitel sevření spoje se obvykle volí $\psi_s = 0,2 - 1,5$ [7].

$$F_0 = F \cdot \left(\psi_s + \frac{k_p}{k_s + k_p} \right) = 6442,30 \cdot \left(0,45 + \frac{2976294,16}{423582,47 + 2976294,16} \right) = 8538,70 \text{ N}, \quad (24)$$

kde hodnota součinitele sevření spoje $\psi_s = 0,45$ byla zvolena tak, aby svěrná síla F_p byla větší než třecí síla F_t vypočtena ve vztahu (32).

VELIKOST SÍLY VE ŠROUBU PO ZATÍŽENÍ STATICKOU SILOU

Šroub je po zatížení provozní silou F protažen, a tím síla ve šroubu vzroste na hodnotu F_s dle vztahu (25) [1].

$$F_s = F_0 + \frac{k_s}{k_s + k_p} \cdot F = 8538,70 + \frac{423582,47}{423582,47 + 2976294,16} \cdot 6442,30 = 9341,33 \text{ N} \quad (25)$$

VELIKOST SVĚRNÉ SÍLY

Výsledné silové zatížení spojovaných součástí F_p v provozním stavu je dáno vztahem (26). Tato síla F_p musí být větší než síla F_t (32) vypočtena níže, aby nedošlo k přestřihnutí šroubového spoje.

$$F_p = F_0 - \frac{k_p}{k_s + k_p} \cdot F = 8538,70 - \frac{2976294,16}{423582,47 + 2976294,16} \cdot 6442,3 = 2899,03 \text{ N} \quad (26)$$

VÝPOČET NAPĚTÍ VE ŠROUBU

Šroubový spoj je namáhán smykovým napětím τ daným vztahem (28) od momentu tření na závitě a napětím tahovým σ_t (27) od maximální síly ve šroubu F_s [1].

$$\sigma_t = \frac{F_s}{A_s} = \frac{9341,30}{58} = 161,05 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_{k \min}} = \frac{F_0 \cdot \tan(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{8538,70 \cdot \tan(2 + 11,42) \cdot \frac{8,9}{2}}{\frac{\pi \cdot 8^3}{16}} = 90,18 \text{ MPa}, \quad (28)$$

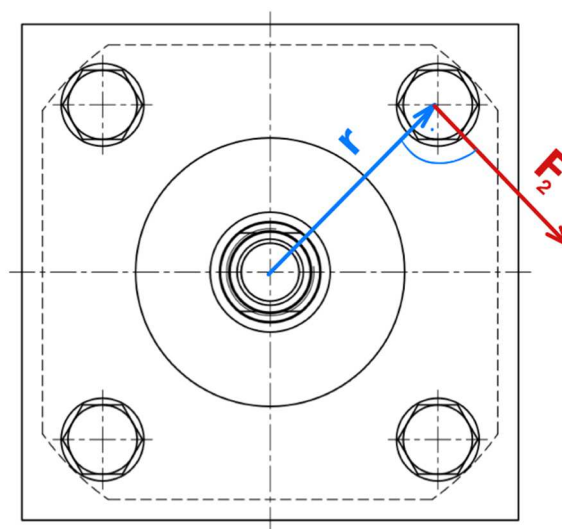
kde $\gamma = 2^\circ$ je úhel šroubovice závitů a úhel $\varphi = 11,42^\circ$ je třecí úhel, M_{tz} je moment tření na závitě, $W_{k \min}$ je modul průřezu v krutu, d_2 je střední průměr závitů šroubu a d_3 je malý průměr závitů šroubu [1].

Tato rovinná dvojosá napjatost se redukuje, podle kritérií vyplývajících z pevnostních hypotéz (Huber, Mises, Hencky) a výsledné napětí je dáno vztahem (29) [1].

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \sqrt{161,05^2 + 3 \cdot 90,18^2} = 224,35 \text{ MPa} \quad (29)$$

SÍLA OD KROUTÍCÍHO MOMENTU MAGNETICKÉHO TOKU

Elektromotor v servoaktuátoru vyvine kroučící moment $M_k = 42,80 \text{ Nm}$. Elektromotor má tendenci tímto kroučícím momentem „ustříhnout“ šrouby, kterými je štít přední upevněn k vnějšímu zařízení. Tomu je potřeba zabránit dostatečně velkou svěrnou silou F_p . Na obr. 21 je modře zakresleno rameno $r = 57,28 \text{ mm}$ k ose šroubu, na kterém působí síla F_2 pod pravým úhlem. Síla F_2 je síla působící na jeden šroub.



Obrázek 21: Působící síla vyvozená od kroučícího momentu magnetického toku

$$M_k = F_2 \cdot r \quad (30)$$

$$F_2 = \frac{M_k}{n_s} = \frac{42,80}{4} = 10,70 \text{ N} \quad (31)$$

kde n_s je počet šroubů.

Vypočtenou sílu F_2 je potřeba převést do osy navrhovaného šroubu.

$$F_t = \frac{k_t \cdot F_2}{f_h} = \frac{1,20 \cdot 10,70}{0,10} = 128,40 \text{ N} \quad (32)$$

kde k_t je bezpečnostní koeficient a f_h součinitel tření mezi plochami vnějšího zařízení a ŠP. Síla F_t musí být menší než svěrná síla F_p , vypočtená výše ve vztahu (26). [1]

$$F_t < F_p \quad (33)$$

$$2241,60 \text{ N} < 2899,03 \text{ N}$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI

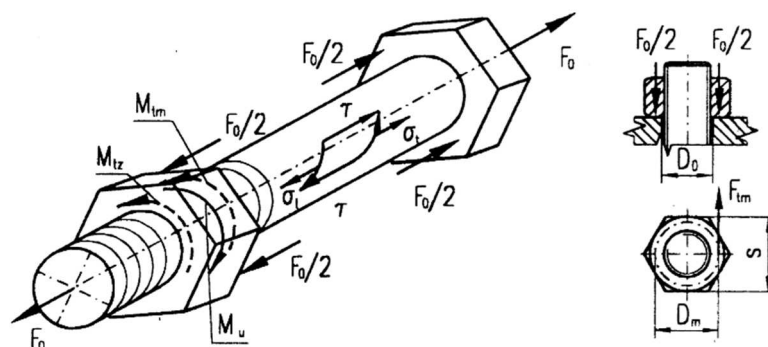
Hodnota bezpečnosti k se určí z podílu meze kluzu šroubu R_e vůči redukovanému napětí σ_r ze vzorce (29) [1].

$$k = \frac{R_e}{\sigma_r} = \frac{640}{224,35} = 2,85 \quad (34)$$

Při tomto zvoleném šroubovém spojení je bezpečnost $k = 2,85$, což je vyhovující.

REALIZACE PŘEDPĚTÍ VE ŠROUBOVÉM SPOJI

Řešení silových poměrů u předepjatého šroubového spoje ovlivňuje zásadně velikost předpěťové síly F_0 , dosažené ve spoji po jeho utahování. Při utahování šroubu utahovacím momentem M_u (37) překonáváme moment tření na závitu M_{tz} určený vztahem (35) a momentem tření pod hlavou šroubu M_{tm} určený vztahem (36) [1].



Obrázek 22: Moment tření na závitu a moment tření na matici

$$\begin{aligned} M_{tz} &= F_0 \cdot \tan(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} = \\ &= 8538,70 \cdot \tan(2 + 11,42) \cdot \frac{8,9 \cdot 10^{-3}}{2} = 9,06 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (35)$$

$$M_{tm} = F_0 \cdot f_m \cdot \frac{D_m}{2} = 8538,70 \cdot 0,185 \cdot \frac{9 \cdot 10^{-3}}{2} = 7,11 \text{ Nm} \quad (36)$$

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = 9,06 + 7,11 = 16,17 \text{ Nm}, \quad (37)$$

kde D_m je střední průměr hlavy vybraného šroubu, f_m je součinitel tření na dosedací ploše pod hlavou šroubu.

Výsledná hodnota $M_u = 16,17 \text{ Nm}$ je potřebná, aby montážník při instalaci servoaktuátoru věděl nakolik dotáhnout šrouby.

4.2 VOLBA A VÝPOČET ŠROUBOVÝCH SPOJŮ V SERVOAKTUÁTORU

4.2.1 NÁVRH ŠROUBOVÉHO SPOJE PRO SPOJENÍ ŠP S LŠP

Pro návrh tohoto šroubového spoje je nutné počítat s vnější provozní silou $F_{peak} = 25 \text{ kN}$, tíhou samotného motoru bez štítu zadního G_1 a také s kroutícím momentem M_k vyvinutým od samotného magnetického pole statorového svazku. Svěrná síla F_{p1} , která je tzv. zbytkovou silou udržující spojované díly pohromadě, musí být dostatečně velká, aby vlivem kroutícího momentu M_k nedošlo k přestřihnutí šroubů.

PROVOZNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN ŠROUB

Nejprve je potřeba vypočítat sílu od statické provozní síly působící na jeden šroub. Tzn. síla $F_{peak} = 25 \text{ kN}$ se podělí počtem šroubů n_{s1} , které spojují ŠP s LŠP.

$$F_{vs1} = \frac{F_{peak}}{n_{s1}} = \frac{25}{8} = 3,125 \text{ kN} = 3125 \text{ N} \quad (38)$$

SÍLA VYVOZENÁ Z PŮSOBENÍ TÍHY ČÁSTI SERVOAKTUÁTORU

Je nutné vypočítat rozložení sil do osy šroubů od působení tíhy části motoru. Za předpokladu pružného rozdělení sil ve šroubech lze určit největší tahovou sílu v horní řadě šroubů dle níže uvedeného postupu [7].

Pro výpočet vycházím z momentové věty:

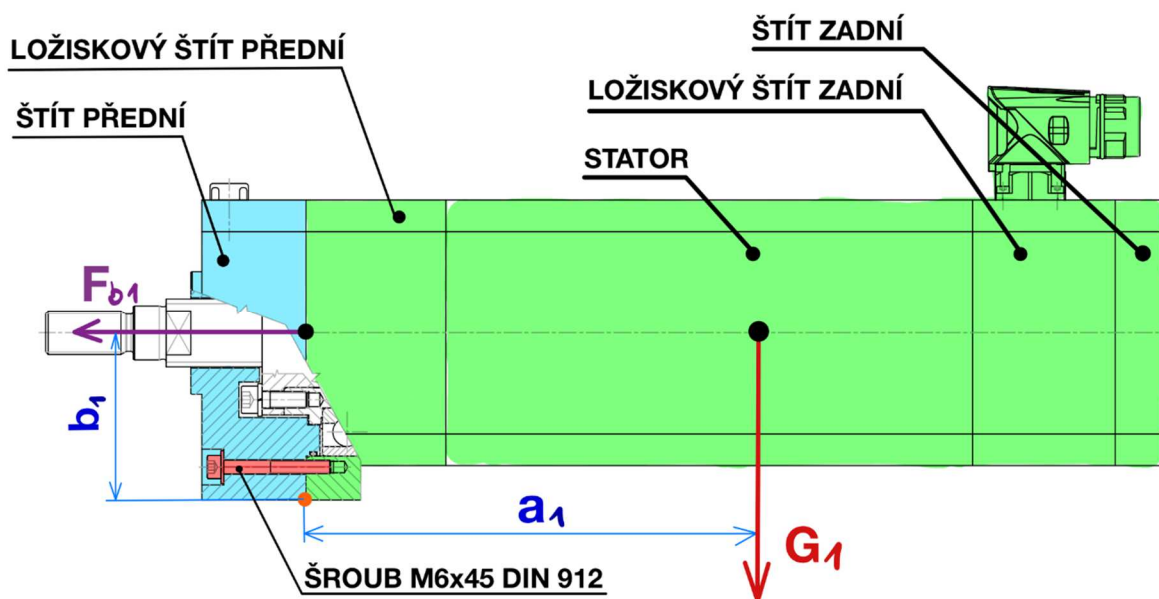
$$G_1 \cdot a_1 = F_{b1} \cdot b_1 \quad (39)$$

V programu Solid Works byla zjištěna hmotnost servoaktuátoru bez štítu předního m_r , a také rameno a_1 , na kterém působí tíha G_1 . Tíha G_1 tedy působí v těžišti, zeleně vyznačené části motoru, tak jak je vidět na obr. 23.

$$G_1 = m_r \cdot g = 19,49 \cdot 9,81 = 191,20 \text{ N}, \quad (40)$$

kde g je tíhové zrychlení. Následně je vypočítaný moment M_1 působící na všech osm šroubů.

$$M_1 = a_1 \cdot G_1 = 156 \cdot 10^{-3} \cdot 191,20 = 29,83 \text{ Nm} \quad (41)$$



Obrázek 23: Šroubový spoj - štít přední s ložiskovým štítem

Dále platí:

$$\frac{F_{11}}{r_{11}} = \frac{F_{44}}{r_{44}} \quad (42)$$

$$\frac{F_{22}}{r_{22}} = \frac{F_{44}}{r_{44}} \quad (43)$$

$$\frac{F_{33}}{r_{33}} = \frac{F_{44}}{r_{44}} \quad (44)$$

Z toho plyne výpočet působících sil F_{11} , F_{22} , F_{33} a F_{44} , jenž jsou zakresleny na obr. 24:

$$F_{11} = \frac{F_{44} \cdot r_{11}}{r_{44}} \quad (45)$$

$$F_{22} = \frac{F_{44} \cdot r_{22}}{r_{44}} \quad (46)$$

$$F_{33} = \frac{F_{44} \cdot r_{33}}{r_{44}} \quad (47)$$

$$M_1 = 2 \cdot (F_{11} \cdot r_{11} + F_{22} \cdot r_{22} + F_{33} \cdot r_{33} + F_{44} \cdot r_{44}), \quad (48)$$

pro dva šrouby v řadě.

$$M_1 = 2 \cdot \left(\frac{F_{44} \cdot r_{11}^2}{r_{44}} + \frac{F_{44} \cdot r_{22}^2}{r_{44}} + \frac{F_{44} \cdot r_{33}^2}{r_{44}} + F_{44} \cdot r_{44} \right) \quad (49)$$

$$29,83 = 2 \cdot \left[F_{44} \left(\frac{(9 \cdot 10^{-3})^2}{101 \cdot 10^{-3}} + \frac{(26,5 \cdot 10^{-3})^2}{101 \cdot 10^{-3}} + \frac{(83,5 \cdot 10^{-3})^2}{101 \cdot 10^{-3}} + 101 \cdot 10^{-3} \right) \right] \quad (50)$$

$$29,83 = 2 \cdot F_{44} \cdot 0,1778 \quad (51)$$

$$F_{44} = \frac{29,83}{2 \cdot 0,1778} = 83,88 \text{ N} \quad (52)$$

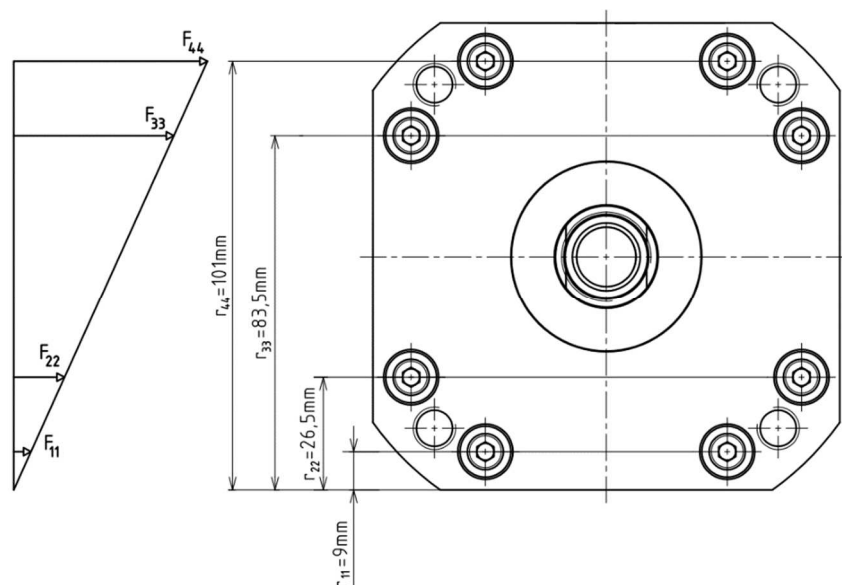
Síla F_{44} udává hodnotu působící v horní řadě v ose jednoho šroubu. Síly F_{33} , F_{22} , F_{11} jsou také síly působící v jednom šroubu v dané řadě, dle obrázku 24.

$$F_{33} = \frac{F_{44} \cdot r_{33}}{r_{44}} = \frac{83,88 \cdot 83,5 \cdot 10^{-3}}{101 \cdot 10^{-3}} = 69,35 \text{ N} \quad (53)$$

$$F_{22} = \frac{F_{44} \cdot r_{22}}{r_{44}} = \frac{83,88 \cdot 26,5 \cdot 10^{-3}}{101 \cdot 10^{-3}} = 22,01 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{11} = \frac{F_{44} \cdot r_{11}}{r_{44}} = \frac{83,88 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{101 \cdot 10^{-3}} = 7,47 \text{ N} \quad (55)$$

Z výsledků vyplývá, že největší síla působí v horní řadě šroubů, proto v následujících výpočtech počítám se silou F_{44} .



Obrázek 24: Rozložení sil od působící tíhy části motoru

CELKOVÁ PROVOZNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN ŠROUB

Celková provozní síla působící na jeden šroub je dána součtem provozní síly působící na jeden šroub F_{vs1} ze vztahu (38) a největší silou vyvozenou z působení tíhy části motoru F_{44} ze vztahu (53).

$$F_{c1} = F_{vs1} + F_{44} = 3125 + 83,88 = 3208,90 \text{ N} \quad (56)$$

Celková provozní síla F_{c1} dále vstupuje do výpočtů pro zjištění velikosti sil předpětí F_{01} (60), dále vstupuje do vztahu (61) pro zjištění velikosti síly ve šroubu po zatížení statickou silou F_{s1} , a také do výpočtu svěrné síly F_{p1} (62).

TUHOST SPOJOVACÍCH SOUČÁSTÍ

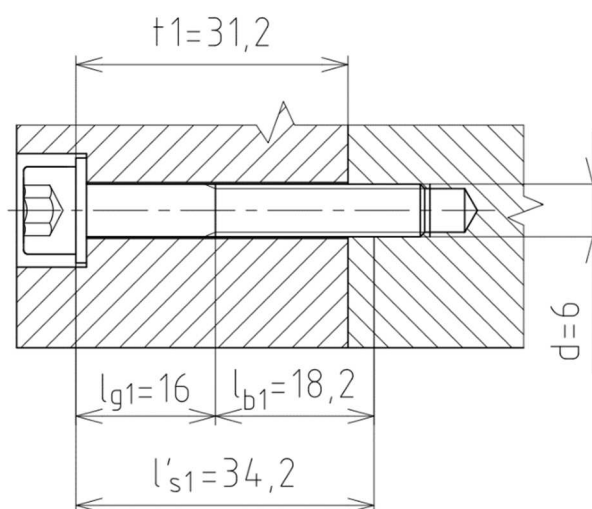
Při návrhu a kontrole předepjatých šroubových spojů je nutné znát tuhost spojovacích součástí k_{s1} (58). Tuhost šroubu lze obecně stanovit z tuhostí dvou jeho částí, tj. z tuhosti hladké válcové části dřívku a z tuhosti části šroubu se závitem. Pro výpočet je potřeba znát plochu průřezu válcové části dřívku šroubu bez závitu S_{d1} danou vzorcem (57). Při výpočtu tuhosti šroubu je využit obrázek 25.

$$S_{d1} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,30 \text{ mm}^2, \quad (57)$$

kde d je jmenovitý průměr šroubu, zvoleného pro toto šroubové spojení.

$$\begin{aligned} k_{s1} &= \frac{S_{d1} A_{s1} E}{S_{d1} l_{b1} + A_{s1} l_{g1}} = \frac{28,30 \cdot 20,10 \cdot 207000}{26,4 \cdot 18,2 + 20,1 \cdot 16} = \\ &= 140686,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \end{aligned} \quad (58)$$

kde A_{s1} je výpočtový průřez šroubu M6x45, E modul pružnosti v tahu materiálu šroubu, l_{b1} délka závitu šroubu nacházející se v sevření a l_{g1} délka válcové části dřívku šroubu bez závitu.



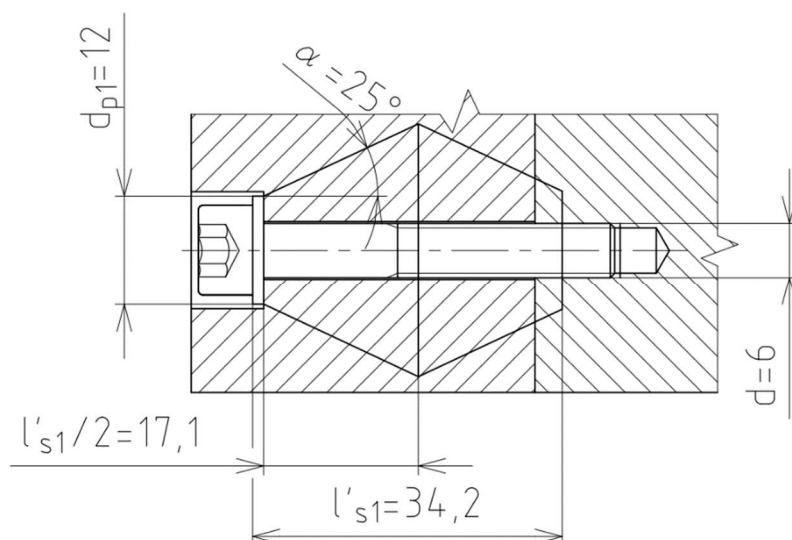
Obrázek 25: Spojovací šroub

TUHOST SPOJOVANÝCH SOUČÁSTÍ

Spojované součásti mají stejný modul pružnosti v tahu E a lze je tedy nahradit dvěma stejnými komolými kužely s podstavami otočenými k sobě a je možné při výpočtu tuhosti uvažovat tyto dvě části jako dvě sériově řazené pružiny o stejné tuhosti. Výpočet tuhosti k_{p1} je dán vztahem (59). Pro výpočet vycházím z obrázku 26 [7].

$$\begin{aligned}
 k_{p1} &= \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 \ln \frac{(l'_{s1} \tan \alpha + d_{p1} - d)(d_{p1} + d)}{(l'_{s1} \tan \alpha + d_{p1} + d)(d_{p1} - d)}} = \\
 &= \frac{\pi \cdot 207000 \cdot 6 \cdot \tan 25^\circ}{2 \cdot \ln \frac{(34,2 \cdot \tan 25^\circ + 12 - 6)(12 + 6)}{(34,2 \cdot \tan 25^\circ + 12 + 6)(12 - 6)}} = \\
 &= 1373277,70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1},
 \end{aligned} \tag{59}$$

kde úhel α je roven polovině vrcholového úhlu kužele, d_{p1} vnější průměr podložky a l'_{s1} účinná svěrná délka.



Obrázek 26: Tuhost spojovaných součástí – dvojkužel

VELIKOST PŘEDPĚTÍ

Velikost předpětí se určí na základě požadavku, aby zbytková síla F_{p1} mezi spojovanými částmi neklesla pod určitou hodnotu, vztaženou k maximální velikosti provozní síly F_{c1} . Volí se prostřednictvím součinitele sevření spoje ψ_s , který udává poměr mezi svěrnou silou (zbytkovou) F_{p1} a maximální provozní silou F_{c1} . Součinitel sevření spoje se obvykle volí $\psi_s = 0,2 - 1,5$ [7].

$$F_{01} = F_{c1} \cdot \left(\psi_s + \frac{k_{p1}}{k_{s1} + k_{p1}} \right) = 3208,90 \cdot \left(0,45 + \frac{1373277,70}{140686,5 + 1373277,70} \right) = \quad (60)$$

$$= 4354,72 \text{ N},$$

kde hodnota součinitele sevření spoje $\psi_s = 0,45$ byla zvolena tak, aby svěrná síla F_{p1} byla větší než třecí síla F_{t1} , vypočtená ve vztahu (68).

VELIKOST SÍLY VE ŠROUBU PO ZATÍŽENÍ STATICKOU SILOU

Šroub je po zatížení statickou provozní silou F_{c1} protažen a tím síla ve šroubu vzroste na hodnotu F_{s1} dle vzorce (61) [1].

$$F_{s1} = F_{01} + \frac{k_{s1}}{k_{s1} + k_{p1}} \cdot F_{c1} = 4354,72 + \frac{140686,50}{140686,50 + 1373277,70} \cdot 3208,90 = \quad (61)$$

$$= 4652,91 \text{ N}$$

VELIKOST SVĚRNÉ SÍLY

Výsledné silové zatížení F_{p1} spojovaných součástí v provozním stavu je dáno vztahem (62). Tato síla F_{p1} musí být větší než síla F_{t1} vypočtena níže (68), aby nedošlo k přestřihnutí šroubového spoje [1].

$$F_{p1} = F_{01} - \frac{k_{p1}}{k_{s1} + k_{p1}} \cdot F_{c1} = 4354,72 - \frac{1373277,70}{140686,50 + 1373277,70} \cdot 3208,9 = 1444,01 \text{ N} \quad (62)$$

VÝPOČET NAPĚTÍ VE ŠROUBU

Tento spoj je namáhán smykovým napětím τ_1 daným vztahem (64) od momentu tření na závitu a napětím tahovým σ_{t1} (63) od maximální síly ve šroubu F_{s1} [1].

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{s1}}{A_{s1}} = \frac{4652,91}{20,1} = 231,50 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$\tau_1 = \frac{M_{tz}}{W_{k \min}} = \frac{F_{01} \cdot \tan(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{4354,72 \cdot \tan(3,49 + 11,42) \cdot \frac{5,212}{2}}{\frac{\pi \cdot 4,596^3}{16}} = 158,52 \text{ MPa} \quad (64)$$

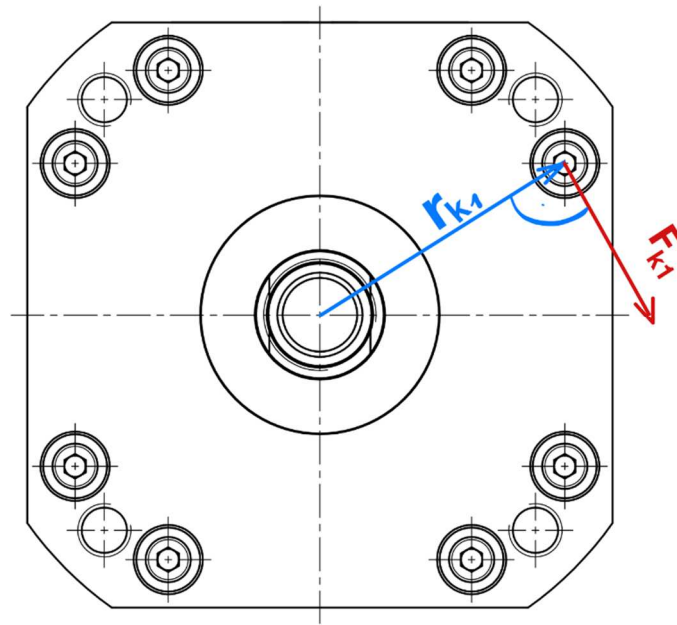
kde $\gamma = 3,49^\circ$ je úhel šroubovice závitu a úhel $\varphi = 11,42^\circ$ je třecí úhel [1].

Tato rovinná dvojosá napjatost se redukuje podle kritérií vyplývajících z pevnostních hypotéz (Huber, Mises, Hencky) a výsledné napětí je dáno vztahem (65) [1].

$$\sigma_{r1} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{231,50^2 + 3 \cdot 158,52^2} = 359,14 \text{ MPa} \quad (65)$$

SÍLA OD KROUTÍCÍHO MOMENTU MAGNETICKÉHO TOKU

Magnetický tok vyvine kroučící moment $M_k = 42,8 \text{ Nm}$. Statorový svazek, který je nalisovaný do kostry se snaží tímto kroučícím momentem „ustříhnout“ šrouby, kterými je ŠP upevněn k LŠP. Tomu je potřeba zabránit dostatečně velkou svěrnou silou F_{p1} . Na obrázku 27 je modře nakresleno rameno r_{k1} k ose šroubu, na kterém působí síla F_{k1} pod pravým úhlem. Síla F_{k1} je síla, působící na jeden šroub.



Obrázek 27: Působící síla vyvozená od kroučícího momentu magnetického toku

$$M_k = F_{k1} \cdot r_{k1} \quad (66)$$

$$F_{k1} = \frac{M_k}{n_s} = \frac{42,80}{54,11 \cdot 10^{-3}} = 98,87 \text{ N} \quad (67)$$

Vypočtenou sílu F_{k1} je potřeba převést do osy navrhovaného šroubu.

$$F_{t1} = \frac{k_t \cdot F_{k1}}{f_h} = \frac{1,20 \cdot 98,87}{0,10} = 1186,44 \text{ N}, \quad (68)$$

kde k_t je bezpečnostní koeficient a f_h součinitel tření mezi plochami LŠP a ŠP. Síla F_{t1} musí být menší než svěrná síla F_{p1} , vypočtená výše ve vztahu (62).

$$F_{t1} < F_{p1} \quad (69)$$

$$1186,44 \text{ N} < 1444,01 \text{ N}$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI

Hodnota bezpečnosti k_1 (70) se určí z podílu meze kluzu šroubu R_e vůči redukovanému napětí σ_{r1} ze vztahu (65) [1].

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{r1}} = \frac{640}{359,14} = 1,78 \quad (70)$$

Při tomto zvoleném šroubovém spojení je bezpečnost $k_1 = 1,78$, což je vyhovující.

REALIZACE PŘEDPĚTÍ VE ŠROUBOVÉM SPOJI

Řešení silových poměrů u předepjatého šroubového spoje ovlivňuje zásadně velikost předpěťové síly F_{01} , dosažené ve spoji po jeho utažení. Při utahování šroubu utahovacím momentem M_{u1} (73) překonáváme moment tření na závitu M_{tz1} určený vztahem (71) a momentem tření pod hlavou šroubu M_{tm1} (72) [1].

$$\begin{aligned} M_{tz1} &= F_{01} \cdot \tan(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} = \\ &= 4354,72 \cdot \tan(3,49 + 11,42) \cdot \frac{5,212 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,02 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (71)$$

$$M_{tm1} = F_{01} \cdot f_m \cdot \frac{D_{m1}}{2} = 4354,72 \cdot 0,185 \cdot \frac{7,3 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,94 \text{ Nm} \quad (72)$$

$$M_{u1} = M_{tz1} + M_{tm1} = 3,02 + 2,94 = 5,96 \text{ Nm}, \quad (73)$$

kde D_{m1} je střední průměr hlavy zvoleného šroubu.

Výsledná hodnota $M_{u1} = 5,96 \text{ Nm}$ je potřebná, aby montážník při montování servoaktuátoru věděl nakolik dotáhnout šrouby.

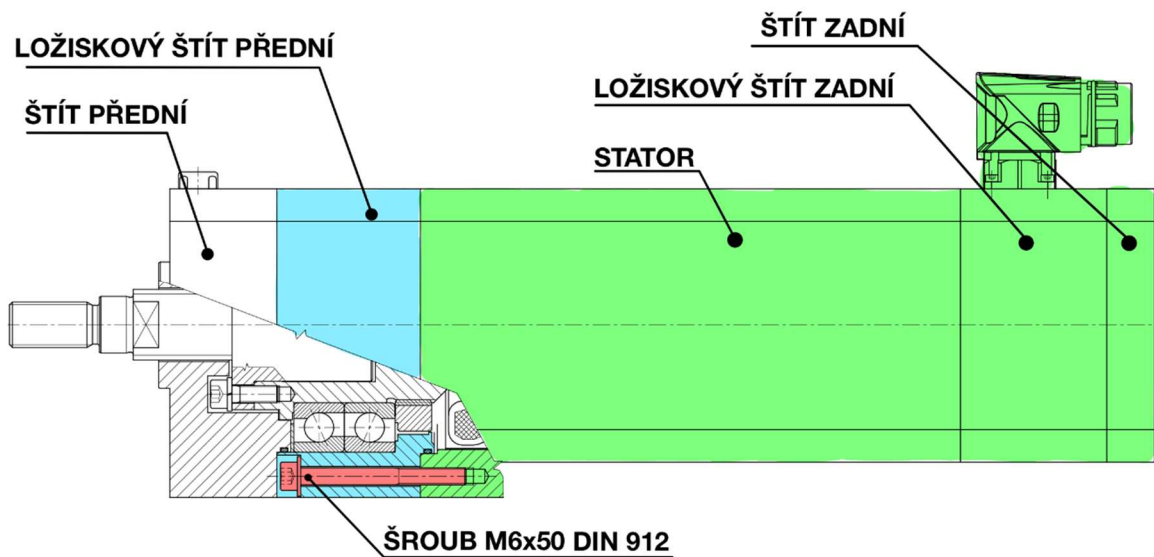
4.2.2 NÁVRH ŠROUBOVÉHO SPOJE PRO SPOJENÍ ŠTÍTU ZADNÍHO LOŽISKOVÉHO SE STATOREM

Při návrhu tohoto šroubového spoje je nutné brát v úvahu tíhu G_3 vyvinutou od součástí, které tento šroubový spoj nese, a také kroutící moment M_k vyvinutý od samotného magnetického toku elektromotoru, tak jako v předešlém případě. Vnější provozní síla $F_v = 25 \text{ kN}$ se zde neuvažuje, jelikož tato síla je přenášena přes kuličková ložiska s kosouhlým stykem pouze na šroubový spoj vypočtený v kapitole 4.2.1.

Z předešlého rozboru je zřejmé, že vyvolaná síla od tíhy servoaktuátoru je v tomto případě o dost menší než vyvolaná síla od kroutícího momentu magnetického toku, proto v následujícím výpočtu uvažují jen kroutící moment M_k .

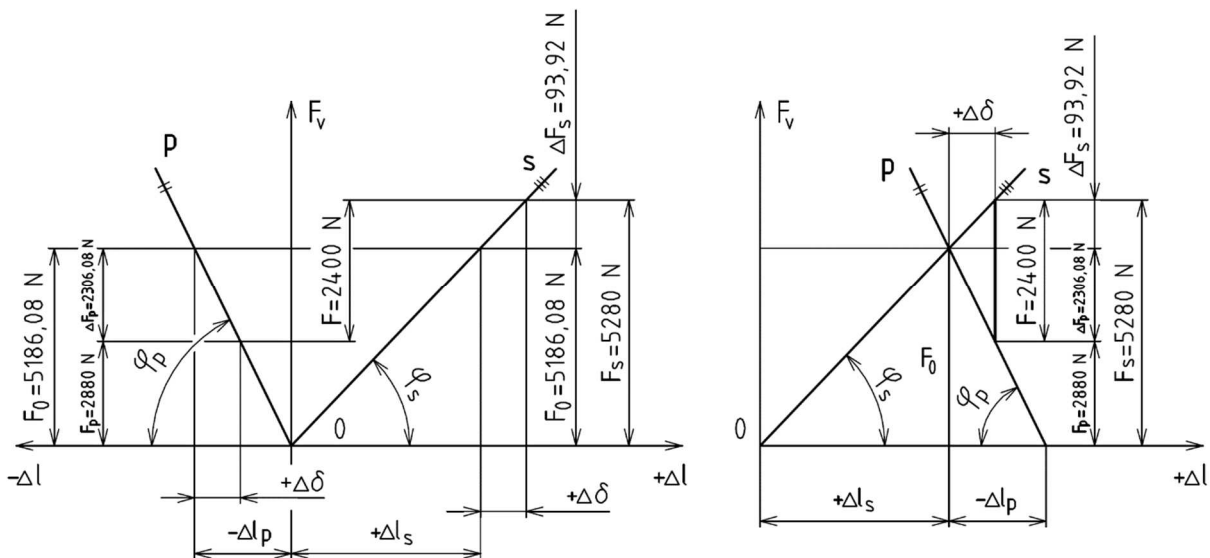
Vypočítá se jakou silou v ose šroubu je nutné vyvinout resp., aby třecí síla dána součinitelem tření a normálnou silou, byla větší než síla vyvolaná od kroutícího momentu M_k .

Na obrázku 28 je vidět o jaké šroubové spojení se jedná. Červeně je vybarven navrhnutý šroub M6x50 DIN 912 s třídou pevnosti 8.8, jenž spojuje modře vybarven štít zadní ložiskový s kostrou statoru, která je zeleně vybarvena. Kostra je z materiálu EN AW-7075.



Obrázek 28: Šroubový spoj - štít zadní ložiskový se státorem

Jelikož se jedná o analogický výpočet jako v předešlých kapitolách 4.1.1 a 4.2.1, uvádím zde pouze pracovní diagram (obr.29), ve kterém jsou vyznačeny síly a výslednou hodnotu bezpečnosti šroubového spoje.



Obrázek 29: Pracovní diagram šroubového spoje pro spojení ložiskové štítu předního se státorem

VÝSLEDNÁ BEZPEČNOST A UTAHOVACÍ MOMENT ŠROUBOVÉHO SPOJE

Výsledná bezpečnosti daného šroubového spoje vyšla $k_2 = 2,37$ a utahovací moment $M_{u2} = 7,1 \text{ Nm}$.

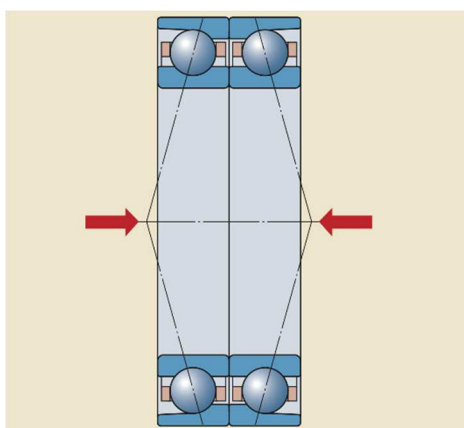
4.3 VOLBA A VÝPOČET LOŽISEK

Pro uložení rotoru byla zvolena ložiska od výrobce SKF. Na obr. 31 je vidět uložení rotoru ve dvou ložiskových uzlech.

První ložiskový uzel je složen ze sady vysoce přesných jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem S7011, kde vnitřní kroužky těchto ložisek uložené s přesahem jsou axiálně zajištěny z jedné strany pojistnou maticí a z druhé strany opěrnou plochou na hřídeli. Vnější kroužky jsou uloženy s přesahem v ložiskovém předním štítu z obou stran axiálně zajištěny. Ložiska jsou uložena tzv. „napevno“ [5].

Ložiska s kosoúhlým stykem mají vzájemně přesazené oběžné dráhy na vnitřním a vnějším kroužku ve směru osy ložiska, a proto mohou přenášet kromě radiálního zatížení i axiální zatížení v jednom směru. Z toho důvodu jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro tento servoaktuátor navržena v sadě [5].

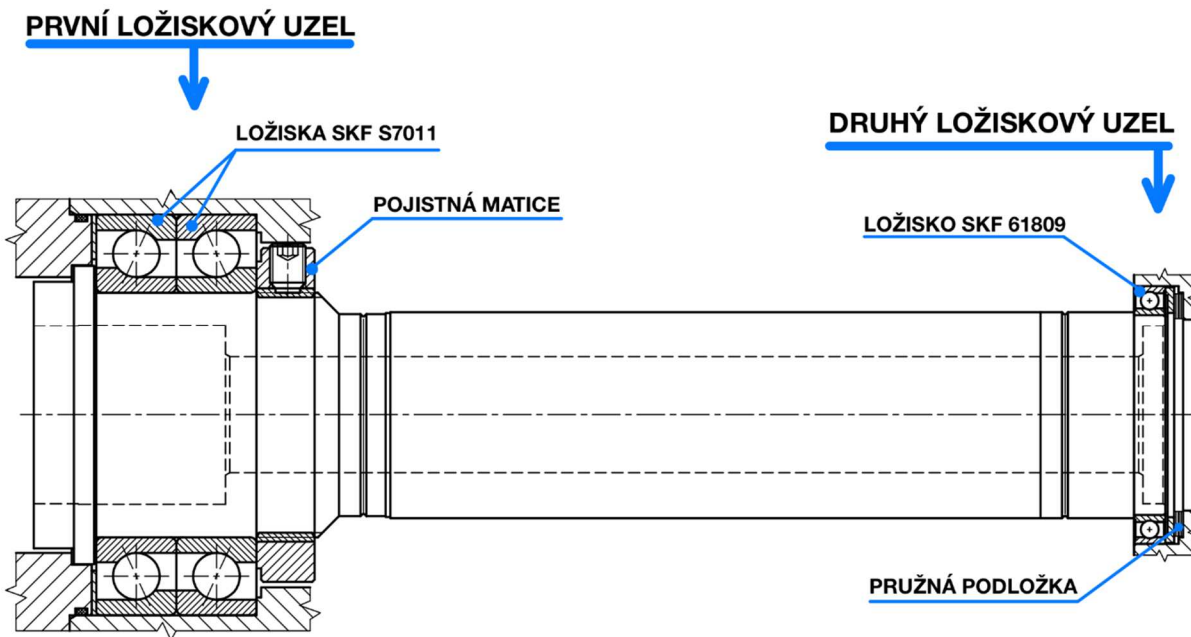
Sada ložisek je uspořádána zády k sobě (do „O“) (obr. 30). U tohoto uspořádání se spojnice stykových bodů rozbíhají ve směru osy ložisek, což zajistí schopnost přenášet obousměrné axiální zatížení [5].



Obrázek 30: Sada ložisek uspořádána zády k sobě (do "O") [5]

Druhý ložiskový uzel obsahuje radiální jednořadé kuličkové ložisko 61809, které má vnitřní kroužek uložený s přesahem na hřídeli a vnější kroužek uložený také s přesahem v ložiskovém zadním štítu. Ložisko je uloženo tzv. „volně“, to znamená, že na ložisko z pravé strany tlačí pružná podložka, aby umožnila případné posunutí při tepelné dilataci.

Vnější zatížení zachytává sada kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v prvním ložiskovém uzlu, a proto jsou v takovém poměru s radiálním ložiskem v druhém ložiskovém uzlu.

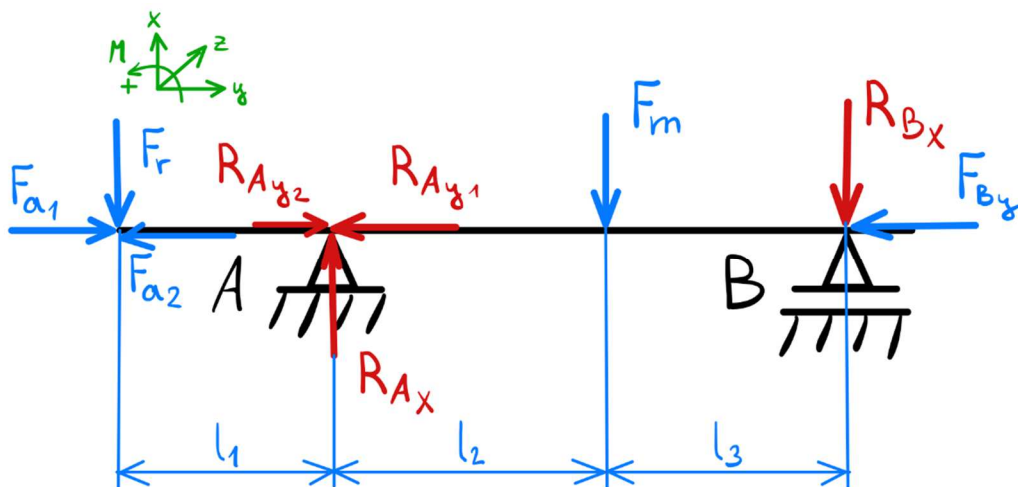


Obrázek 31: Uložení rotoru

4.3.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI KULIČKOVÝCH LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

VÝPOČET REAKČNÍCH SIL

Z pracovního cyklu vyplývá, že při vysouvání kuličkového šroubu působí na ložiska axiální síla o velikosti $F_{a1} = 1511,5 \text{ N}$, při zasouvání kuličkového šroubu působí síla stejně velká jako F_{a1} , ale opačným směrem. Tato síla v opačném směru je na obr. 32 označena jako F_{a2} . Výsledné reakce v ložiskových uzlech, resp. v podpěrách A, B jsou vypočteny podle postupu níže.



Obrázek 32: Schéma nosníku rotoru

Při vysouvání kuličkového šroubu:

$$\sum F_{Ay} = 0; F_{a1} - R_{Ay1} - F_{By} = 0, \quad (74)$$

$$\sum F_{Ax} = 0; -F_r + R_{Ax} - F_m + R_{Bx} = 0, \quad (75)$$

$$\sum M_A = 0; F_r \cdot l_1 - F_m \cdot l_2 - R_{Bx} \cdot (l_2 + l_3) = 0, \quad (76)$$

$$R_{Ay1} = F_{a1} - F_{By} = 1511,5 - 225 = 1286,5 \text{ N}, \quad (77)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_m \cdot l_2}{l_2 + l_3} = \frac{5 \cdot 0,10441 - 49,05 \cdot 0,11419}{0,11419 + 0,10431} = -23,24 \text{ N}, \quad (78)$$

$$R_{Ax} = F_r + F_m - R_{Bx} = 5 + 49,05 - (-23,24) = 77,29 \text{ N}, \quad (79)$$

kde F_{By} je přítlak vytvořený pružnou podložkou, určen dle vzorce (80). Délka $l_1 = 0,10441 \text{ mm}$ je vzdálenost od konce kuličkového šroubu po ložiska s kosoúhlým stykem v podpěře A, $l_2 = 0,11419 \text{ mm}$ vzdálenost od ložisek v podpěře A do místa těžiště rotoru a $l_3 = 0,10431 \text{ mm}$ délka od těžiště rotoru po radiální ložisko v podpěře B. Síla $F_m = 49,05 \text{ N}$ je síla vyvolaná od hmotnosti rotoru.

$$F_{By} = k \cdot d = 0,005 \cdot 45 = 0,225 \text{ kN} = 225 \text{ N}, \quad (80)$$

kde součinitel k může nabývat hodnot $0,005 - 0,01$ v závislosti na konstrukci elektromotoru a $d = 45 \text{ mm}$ je průměr díry radiálního ložiska v podpěře „B“. Přítlak $F_{By} = 225 \text{ N}$ působí v místě uložení radiálního ložiska.

Z výpočtu reakce R_{Bx} ve vzorci (78) vyplývá, že působí opačným směrem než jak je nakreslena na obrázku 32.

Při zasouvání kuličkového šroubu:

$$\sum F_{Ay} = 0; -F_{a2} + R_{Ay2} - F_{By} = 0, \quad (81)$$

$$R_{Ay2} = F_{a2} + F_{By} = 1511,5 + 225 = 1736,5 \text{ N} \quad (82)$$

Reakce R_{Ay1} , R_{Ay2} a R_{Ax} působící v podpěře „A“ bylo nutné zjistit pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.

PŘEDPĚTÍ LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

Zvolená vysoce přesná ložiska s kosoúhlým stykem se vyrábí tak, aby se dosáhlo již při montáži potřebného předpětí. Předpětí není tedy vyvoláno vnějším zatížením, ale samotným působením valivých těles s ložiskovými kroužky.

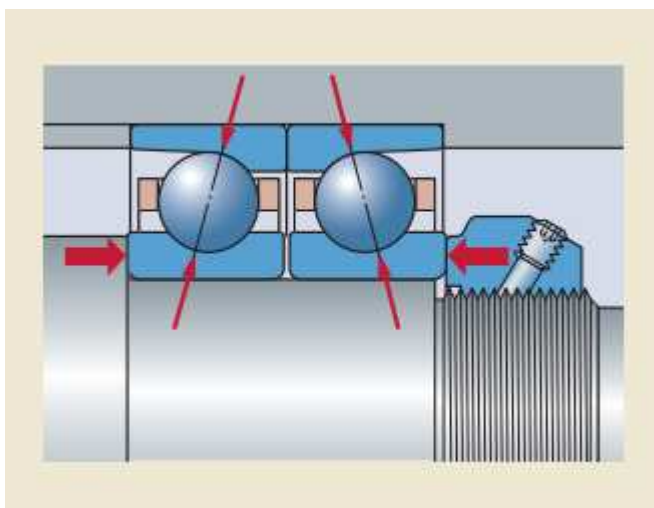
Aby se dosáhlo potřebné tuhosti a zabránění prokluzování při rychlých startech servoaktuátoru, byla zvolena ložiska s předpětím třídy „A“, jenž tak značí výrobce ložisek SKF. Výrobce ve svém katalogu uvádí pro ložiska řady 70 velikost předpětí $G_A = 150 \text{ N}$.

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jsou v navrženém servoaktuátoru montovaný v sadě, a to zády k sobě (do „O“), jak je vidět na obrázku 33.

Pro zpřesnění výpočtu trvanlivosti ložisek se dle vzorce (59) vypočítá předpětí vzniklé po montáži a po spuštění do provozu G_m , které je větší než předpětí určené z výroby.

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot G_A = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 150 = 168,3 \text{ N}, \quad (83)$$

kde f je součinitel ložiska, závisející na velikosti ložiska, f_1 je opravný součinitel závisející na úhlu styku, f_2 uvádí výrobce SKF v katalogu [5].



Obrázek 33: Předpětí ložisek [5]

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Ačkoliv je servoaktuátor navržen tak, aby vnější zatížení bylo hlavně axiální, uvažují ve výpočtu trvanlivosti ložisek i radiální zatížení $F_r = 5 \text{ N}$ způsobené od tíhy připojeného zařízení na konec kuličkového šroubu, které je znázorněno na obr. 32.

Proto se vypočítá hypotetické zatížení, které má konstantní velikost procházející středem ložiska, jenž umožňuje vypočítat životnost ložisek. Tímto hypotetickým zatížením se nazývá ekvivalentním zatížením. [5]

Pro dvojici ložisek v podpěře „A“, jenž jsou uspořádané zády k sobě (do „O“) platí:

$$\frac{R_{Ay1,2}}{R_{Ax}} \leq e \rightarrow P = R_{Ax} + Y_1 R_{Ay}, \quad (84)$$

$$\frac{R_{Ay1,2}}{R_{Ax}} > e \rightarrow P = X_2 R_{Ax} + Y_2 R_{Ay}, \quad (85)$$

kde hodnoty součinitelů e , X_2 , Y_1 , Y_2 závisejí na stykovém úhlu ložiska a jsou uvedeny pro ložiska spárovaná zády k sobě dle obr. 34.

Součinitelé ložisek spárovaných zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X")					
$2 f_0 F_a / C_0$	e	X_2	Y_1	Y_2	Y_0
Stykový úhel 15° (Zadní přídavné označení CD, CE nebo CB)					
$\leq 0,178$	0,38	0,72	1,65	2,39	0,92
0,357	0,4	0,72	1,57	2,28	0,92
0,714	0,43	0,72	1,46	2,11	0,92
1,07	0,46	0,72	1,38	2	0,92
1,43	0,47	0,72	1,34	1,93	0,92
2,14	0,5	0,72	1,26	1,82	0,92
3,57	0,55	0,72	1,14	1,66	0,92
$\geq 5,35$	0,56	0,72	1,12	1,63	0,92

Obrázek 34: Součinitelé ložisek spárovaných zády k sobě [5]

Z obr. 34 vyplývá vzorec (86), díky kterému byly zjištěny součinitelé ložisek spárovaných zády k sobě (do „O“).

Při vysouvání kuličkového šroubu:

$$2 \cdot f_0 \cdot \frac{R_{Ay1}}{C_0} = 2 \cdot 15,1 \cdot \frac{1286,5}{32500} = 1,19, \quad (86)$$

kde f_0 je výpočtový součinitel uváděný v katalogu výrobce u zvoleného ložiska, C_0 je základní statická únosnost podle definice ISO 76 odpovídá vypočtenému stykovému napětí ve středu nejvíce zatíženého místa styku valivého tělesa / oběžné dráhy. Toto napětí vyvolává trvalou deformaci valivých těles a oběžných drah, která přibližně činí 0,0001 průměru valivého tělesa. I tato hodnota je uvedena v tabulkové části výrobce [5].

Z obrázku 34 byly určeny tyto hodnoty:

→ $e = 0,46$; $X_2 = 0,72$; $Y_1 = 1,38$; $Y_2 = 2$; $Y_0 = 0,92$ a dosazením hodnot do vzorce (85) byl odvozen výpočet pro ekvivalentní dynamické zatížení (87).

$$\frac{1286,5}{77,29} > 0,46 \rightarrow P = 0,72 \cdot 77,29 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1286,5 \cdot 10^{-3} = 2,63 \text{ kN} \quad (87)$$

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení $P = 2,63 \text{ kN}$ se dosadí do vzorce (90) pro výpočet základní trvanlivosti $L_{10\ 1}$ při vysouvání kuličkového šroubu.

Při zasouvání kuličkového šroubu:

$$2 \cdot f_0 \cdot \frac{R_{Ay2}}{C_0} = 2 \cdot 15,1 \cdot \frac{1736,5}{32500} = 1,61 \quad (88)$$

Z obrázku 34 byly určeny tyto hodnoty:

→ $e = 0,47$; $X_2 = 0,72$; $Y_1 = 1,34$; $Y_2 = 1,93$; $Y_0 = 0,92$ a dosazením hodnot do vzorce (85) byl odvozen výpočet pro ekvivalentní dynamické zatížení (89).

$$\frac{1736,5}{77,29} > 0,47 \rightarrow P = 0,72 \cdot 77,29 \cdot 10^{-3} + 1,93 \cdot 1736,5 \cdot 10^{-3} = 3,4 \text{ kN} \quad (89)$$

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení $P = 3,4 \text{ kN}$ se dosadí do vzorce (91) pro výpočet základní trvanlivosti $L_{10\ 2}$ při zasouvání kuličkového šroubu.

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST

Základní trvanlivost je počet otáček, které ložisko vydrží, než nastane u některé z jeho částí únava projevující se odlupováním materiálu. Vyjadřuje se buď celkovým počtem otáček (90) nebo provozních hodin (93) [5].

Při vysouvání kuličkového šroubu:

$$L_{10\ 1} = \left(\frac{C \cdot 1,62}{P} \right)^p = \left(\frac{39,7 \cdot 1,62}{2,63} \right)^3 = 14623 \text{ miliónů otáček}, \quad (90)$$

kde $C = 39,7 \text{ kN}$ je základní dynamická únosnost ložiska používaná pro výpočet trvanlivosti ložiska, které je dynamicky namáháno, tzn. ložiska, které se otáčí pod zatížením. Vyjadřuje zatížení, při němž ložisko dosáhne základní trvanlivosti $L_{10} = 1\ 000\ 000$ otáček podle ISO 281. Předpokládá se, že zatížení má konstantní směr a velikost, a je čistě radiální pro radiální ložiska nebo čistě axiální v ose ložiska pro axiální ložiska. Základní dynamická únosnost C je uvedena v tabulkové části. Exponent $p = 3$ je pro ložiska s bodovým stykem [5].

Při zasouvání kuličkového šroubu:

$$L_{10\ 2} = \left(\frac{C \cdot 1,62}{P} \right)^p = \left(\frac{39,7 \cdot 1,62}{3,4} \right)^3 = 6768,3 \text{ miliónů otáček}, \quad (91)$$

Spojení obou trvanlivostí:

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{q_1}{L_{10\ 1}} + \frac{q_2}{L_{10\ 2}}} = \frac{1}{\frac{0,5}{14623} + \frac{0,5}{6768,3}} = 9253,6 \text{ miliónů otáček} \quad (92)$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h\ 1} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3200} \cdot 9253,6 = 48195 \text{ provozních hodin} \quad (93)$$

Základní trvanlivost $L_{10h\ 1}$ zvolených kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem (podpěra „A“) pro daný pracovní cyklus vychází mnohem vyšší než je požadovaná (20 000 pracovních hodin).

PŘÍPUSTNÁ STATICKÁ ÚNOSNOST

Jelikož v uložení s vysoce přesnými ložisky nesmí dojít k trvalé deformaci, je nutné ověřit, zda statické zatížení $F_{peak} = 25 \text{ kN}$ působící při nulových otáčkách nevyvolá trvalou deformaci. Pro ověření se porovná statická únosnost ložisek C_0 s ekvivalentním statickým zatížením P_0 [5].

Ekvivalentní statické zatížení P_0 dle vzorce (94) je vypočteno při maximální axiální síle, kdy rotor stojí. Pro zjednodušení uvažují maximální provozní sílu $F_{peak} = 25 \text{ kN}$, která působí na dvojici ložisek uspořádané zády k sobě (do „O“).

$$P_0 = R_{Ax} + Y_0 \cdot F_{peak} = 77,29 \cdot 10^{-3} + 0,92 \cdot 25 = 23,1 \text{ kN}, \quad (94)$$

kde hodnota součinitele $Y_0 = 0,92$ závisí na stykovém úhlu ložiska uvedena na obr. 34.

Za účelem ochrany ložiska před trvalou deformací může být požadovaná hodnota základní statické únosnosti stanovena následujícím postupem [5].

$$C_0 \geq s_0 \cdot P_0$$

$$65 > 2 \cdot 23,1 \quad (95)$$

$$65 > 46,2,$$

kde součinitel statické bezpečnosti $s_0 = 2$ je uveden ve směrnici pro minimální hodnoty pro vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem [5].

Porovnáním statické únosnosti $C_0 = 65 \text{ kN}$ pro zvolenou sadu ložisek s ekvivalentním statickým zatížením $P_0 = 23,1 \text{ kN}$, bylo v postupu (95) dokázáno, že zvolená ložiska v podpěře „A“ (obr. 32) vyhovují z hlediska statického zatížení a nepřesáhnou tak základní statickou únosnost dané sady ložisek.

4.3.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI RADIÁLNÍHO KULIČKOVÉHO LOŽISKA

Pro výpočet trvanlivosti radiálního kuličkového ložiska 61809 umístěného ve druhém ložiskovém uzlu (obr. 31) vycházím z obr. 32, na kterém jsou vidět působící síly na toto ložisko.

Jelikož na ložisko současně působí radiální zatížení $R_{Bx} = 23,24 \text{ N}$ a axiální zatížení $F_{By} = 225 \text{ N}$ od pružné podložky, je nutné vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P podle rovnice (97) [6].

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení radiálního kuličkového ložiska platí:

$$\frac{F_{By}}{R_{Bx}} \leq e \rightarrow P = R_{Bx}, \quad (96)$$

$$\frac{F_{By}}{R_{Bx}} > e \rightarrow P = XR_{Bx} + YF_{By}, \quad (97)$$

kde hodnoty součinitelů e , X , Y , závisejí na vztahu (98) Tyto hodnoty jsou uvedeny na obr. 35.

$$f_0 \frac{F_{By}}{C_0} = 17 \cdot \frac{225 \cdot 10^{-3}}{6,1} = 0,627 \text{ kN}, \quad (98)$$

kde výpočtový součinitel $f_0 = 17$ je uveden v katalogu výrobce u příslušného ložiska. Stejně tak je uvedena základní statická únosnost $C_0 = 6,1 \text{ kN}$ [6].

Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska			
Jednořadá ložiska a dvouřadá ložiska Normální vůle			
$f_0 F_{By}/C_0$	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

Obrázek 35: Výpočtové součinitele [6]

Z obrázku 35 byly určeny tyto hodnoty:

→ $e = 0,26$; $Y = 1,71$; $X = 0,56$ a dosazením hodnot do vzorce (98) byl odvozen výpočet pro ekvivalentní dynamické zatížení (99).

$$\frac{225}{23,24} > 0,26 \rightarrow P = 0,56 \cdot 23,24 \cdot 10^{-3} + 1,71 \cdot 225 \cdot 10^{-3} = 0,398 \text{ kN} \quad (99)$$

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení $P = 3,53 \text{ kN}$ se dosadí do vzorce (100) pro výpočet základní trvanlivosti $L_{10\ 3}$.

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST

Základní trvanlivost je počet otáček, které ložisko vydrží, než nastane u některé jeho části únava, projevující se odlupováním materiálu. Vyjadřuje se buď celkovým počtem otáček (100), nebo provozních hodin (101) [5].

$$L_{10\ 3} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{6,63}{0,398}\right)^3 = 4622,7 \text{ miliónů otáček}, \quad (100)$$

kde $C = 6,63 \text{ kN}$ je základní dynamická únosnost, uvedena v katalogu u příslušného ložiska. Dosazením trvanlivosti $L_{10\ 3}$ do vztahu (101) byla zjištěna trvanlivost v provozních hodinách.

$$L_{10h\ 2} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10\ 3} = \frac{10^6}{60 \cdot 3200} \cdot 4622,7 = 24\ 076 \text{ provozních hodin} \quad (101)$$

Z výsledku vyplývá, že výsledná trvanlivost zvoleného radiálního ložiska přesahuje požadovaných 20000 provozních hodin.

4.3.3 ZHODNOCENÍ ZVOLENÝCH LOŽISEK

Z výsledků vypočtených trvanlivostí zvolených ložisek v obou ložiskových uzlech vyplývá, že byla vhodně zvolena, jelikož první ložiskový uzel vychází s trvanlivostí 48195 pracovních hodin a druhý ložiskový uzel s trvanlivostí 24076 provozních hodin.

4.4 VOLBA A VÝPOČET TRVANLIVOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pro navrhované řešení byl zvolen kuličkový šroub s nepředepnutou válcovou maticí a přírubou s označením K 25x05 od výrobce kuličkových šroubů Moog Bergamo, který má v katalogu uvedeny hodnoty viz. tabulka 3 [25].

Tabulka 3: Parametry kuličkového šroubu K 25x05 [25]

Kuličkový šroub	Jmenovitý průměr	Stoupání	Počet nosných závitů	Základní statická únosnost	Základní dynamická únosnost
K 25 x 05	d_0 [mm]	P [mm]	i [–]	C_0 [N]	C_a [N]
	25	5	4	50 130	23 410

Dle níže uvedeného výpočtu v kapitole 4.3.1, byla zjištěna trvanlivost kuličkového šroubu K 25x05 pro pracovní cyklus na obrázku 10.

Pro výslednou trvanlivost je nejprve nutné vypočítat trvanlivost ve směru působení síly F_1 , a také ve směru síly F_2 (obr. 10), které jsou dány rovnicemi (102) a (103).

$$L_1 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_1} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{23\,410 \cdot 1,25}{1511,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 7,2 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (102)$$

$$L_2 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_2} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{23\,410 \cdot 1,25}{1511,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 7,2 \cdot 10^9 \text{ otáček}, \quad (103)$$

kde f_m je koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu, který je standardně 1,25 [4].

Dosažením trvanlivosti ve směrech L_1 , L_2 do rovnice (104) byla vypočtena výsledná trvanlivost v otáčkách. Vztah (105) udává výslednou trvanlivost v provozních hodinách.

$$L = \left(L_1^{-\frac{10}{9}} + L_2^{-\frac{10}{9}} \right)^{-\frac{9}{10}} = \left[(7,2 \cdot 10^9)^{-\frac{10}{9}} + (7,2 \cdot 10^9)^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} = 3,86 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (104)$$

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} = \frac{3,86 \cdot 10^9}{3200 \cdot 60} = 20\,104 \text{ hodin}, \quad (105)$$

kde n_m jsou střední otáčky zřejmé z tabulky 2.

STATICKÝ KOEFICIENT BEZPEČNOSTI

V závislosti na podmínkách je nutné vzít v úvahu následující statický koeficient bezpečnosti proti maximálnímu vypočtenému zatížení [3].

$$S_{Fs} = \frac{C_0}{F_{peak}} = \frac{50\,130}{25\,000} = 2, \quad (106)$$

kde C_0 je statické zatížení, které odpovídá celkové deformaci kuličky a oběžné dráhy v nejnamáhanějším místě styku, rovné 0,0001 průměru kuličky [4].

4.4.1 ZHODNOCENÍ ZVOLENÉHO KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Z výsledků výpočtu trvanlivosti kuličkového šroubu vyplývá, že byl zvolen správný kuličkový šroub, jelikož trvanlivost vychází více než 20000 hodin.

ZÁVĚR

Při samotném návrhu servoaktuátoru jsem vycházel ze současného řešení a konstrukce motoru. Bylo zapotřebí zpracovat analýzu silových poměrů, určit únosnost a životnost současného řešení. Na základě těchto analýz jsem provedl výpočtový a konstrukční návrh, aby byl splněn požadavek vyšší únosnosti.

Bylo nutné nadimenzovat čtyři hlavní parametry: způsob vnějšího připojení pro aplikaci do svařovacího bodového robota, návržení šroubových spojů, aby měli dostatečnou pevnost a tuhost, určení způsobu uložení rotoru a výpočet trvanlivosti ložisek a kuličkového šroubu.

Způsob připojení jsem zvolil uchycením za štíty servoaktuátoru s předpokladem, že motor bude uchycen do průchozí příruby za všechny čtyři závitové díry vytvořené ve štítu. Uložení rotoru bylo navrženo s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem, které jsou v ložiskovém uzlu uspořádány v sadě a to zády k sobě, pro druhý ložiskový uzel bylo zvoleno radiální kuličkové ložisko. Kuličkový šroub byl zvolen s větším počtem nosných závitů a delší maticí, díky kterému se dosáhlo požadované trvanlivosti.

Dalším bodem bylo zpracování konstrukčního návrhu obsahující výkresovou dokumentaci vybraných dílů včetně sestavy. Tyto výkresy jsou uvedeny jako přílohy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů* MONTANEX a.s. 2000, 236 s. il. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] Ocel.wz. *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. Brno, 2010 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <http://ocel.wz.cz/priklady/>
- [3] MITcalc. *Kuličkové šrouby* [online]. c2003-2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/ballscrew/help/cz/ballscrew.htm>
- [4] KSK KUŘIM. Katalog výrobků. aktualizace 01/2007.
- [5] SKF. *Vysoce přesná ložiska* [online]. 2015 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf
- [6] SKF. *Valivá ložiska* [online]. 2019 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] Rs-online. *DesignSpark* [online]. 2016 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.rs-online.com/designspark/how-to-decide-between-a-pneumatic-and-an-electric-actuator>
- [9] Creative Motion Control. *Linear actuator uses: common applications* [online]. c2002-2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.creativemotioncontrol.com/linear-actuator-uses/>
- [10] Firgelli Automations. *Inner Workings of a Linear Actuator* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.firgelliauto.com/blogs/news/inside-a-linear-actuator-how-a-linear-actuator-works>
- [11] Indiamart. *Linear Actuators* [online]. c1996-2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/servo-linear-actuator-20194432330.html>
- [12] T.E.A TECHNIK. *Aktuátor HG3* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-hg3/>
- [13] THOMSON. *Electric actuators* [online]. c2000-2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.thomsonlinear.com/en/products/linear-actuators/about-linear-actuators>
- [14] T.E.A TECHNIK. *Aktuátor ALI5-P* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/ali5-p/>
- [15] Servo-drive. *Invertovaný válečkový šroub* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.servo-drive.cz/invertovany_valeckovy_sroub_servoaktuator.php

- [16] TGDives. *GSX manual* [online]. 2013 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.tgdrives.cz/fileadmin/user_upload/manualy/GSX-manual.pdf
- [17] ATB Automation. *Exlar GTX* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://atbautomation.eu/en/brands/exlar/683-linear-servo-actuator-exlar-gtx.html>
- [18] BECKHOFF. *AA3033* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.beckhoff.com/en-en/products/motion/translatory-servomotors/aa3000-electric-cylinder/aa3033.html>
- [19] VUTBR. *Base* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=33400
- [20] NACHI. *Robots* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.nachi-fujikoshi.co.jp/eng/rob/spot/sra166-01a.htm>
- [21] Matis. *Trapézové šrouby* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/kategorie/ps-trapezove-srouby>
- [22] NEFF-GT. *Trapézové šrouby (TGT)* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.neff-gt.cz/produkty/trapezove-srouby-tgt>
- [23] Servo-drive. *Invertovaný válečkový šroub* [online]. c2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://www.servo-drive.cz/invertovany_valeckovy_sroub_servoaktuator.php
- [24] STRAPINA, T. *Deskripce kuličkových šroubů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 34 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [25] Moog. *Moog in Italia* [online]. c2021 [cit. 2021-5-26]. Dostupné z: <https://www.moog.it/about-moog-inc.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Rameno tíhové síly
A_s	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu
b	[mm]	Rameno axiální síly F
C_a	[kN]	Základní statická únosnost
C_0	[kN]	Základní dynamická únosnost
d	[mm]	Jmenovitý průměr šroubu
d_h	[mm]	Průměr díry pro šroub
d_p	[mm]	Vnější průměr podložky
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
F	[N]	Axiální síla na rameni b
F_1	[N]	Axiální síla
F_2	[N]	Axiální síla
F_3	[N]	Axiální síla
f	[–]	Koeficient tření
f_m	[–]	Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu
F_1	[kN]	Axiální síla působící na kuličkový šroub
F_{peak}	[kN]	Maximální axiální síla působící na kuličkový šroub
F_{vs}	[kN]	Provozní síla působící na jeden šroub
F_{peak}	[kN]	Maximální axiální síla
F_0	[N]	Velikost předpětí
F_p	[N]	Svěrná síla
F_s	[N]	Svěrná síla
F_t	[N]	Třecí síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[N]	Tíhová síla od servoaktuátoru
k_p	[N·mm ⁻¹]	Tuhost spojovacích součástí
k_s	[N·mm ⁻¹]	Tuhost spojovaných součástí
L	[otáček]	Trvanlivost kuličkového šroubu
L_1	[otáček]	Trvanlivost kuličkové šroubu v jednom
L_2	[otáček]	Trvanlivost kuličkové šroubu d druhém směru
l_b	[mm]	Délka závitu šroubu nacházející se v sevření
l_g	[mm]	Délka válcové části dřívku šroubu bez závitu

l'_s	[mm]	Účinná svěrná délka
M	[Nm]	Moment
q_1	[%]	Poměrná doba působení
q_3	[%]	Poměrná doba působení
S_d	[mm ²]	Průřez válcové části dřívku
n_1	[ot·min ⁻¹]	Otáčky při vysouvání kuličkového šroubu
n_2	[ot·min ⁻¹]	Otáčky při zasouvání kuličkového šroubu
n_m	[ot·min ⁻¹]	Střední otáčky
α	[°]	Polovina vrcholového úhlu kužele
β	[°]	Vrcholový úhel závitu
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_t	[MPa]	Tahové napětí
φ	[°]	Třecí úhel
ψ_s	[-]	Součinitel sevření spoje

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy	A – výkresová dokumentace
	A1 – výkres sestavy
	A2 – kusovník sestavy list 1.
	A3 – kusovník sestavy list 2.
	A4 – výkres hřídele
	A5 – výkres ložiskového štítu předního
	A6 – výkres štítu předního