



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

NÁVRH ELEKTROMECHANICKÉ VZPĚRY

ELECTRO MECHANICAL ACTUATOR DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Matyáš Hlavnička

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.

Zadání bakalářské práce

Ústav: Letecký ústav
Student: **Matyáš Hlavnička**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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:

Návrh elektromechanické vzpěry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozvoj elektro pohonů je dnes již běžnou záležitostí. Také v letectví se využívají elektromechanické vzpěry, které však mají výrazná omezení v požadavcích na max. výkon, minimální hmotnost a zástavbové rozměry. Proto je snahou práce navrhnout pro daný rozsah sil a zdvihů odpovídající vzpěru.

Cíle bakalářské práce:

V rámci práce je požadováno na základě definovaných parametrů provést rešerši dostupných technických řešení na trhu, možností jednotlivých komponent a jejich dostupnosti. Dále pak navrhnout uspořádání dvojité elektromechanické vzpěry, a provést základní analýzy výkonových a pevnostních charakteristik.

Seznam doporučené literatury:

NIU, Michael Chun-Yung. Airframe structural design. 2nd ed. Hong Kong: Hong Kong. Conmillit Press Ltd., 1991. ISBN 96-271-2809-0

Shigley, Joseph Edward. Konstruování strojních součástí, 2010, ISBN: 978-80-214-2629-0

internetové odkazy

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh elektromechanického aktuátoru s redundancí pohybových šroubů na základě požadovaných parametrů za využití dostupných komponent na trhu. Komponenty aktuátoru byly vybrány tak, aby byl schopen přenášet statické zatížení 2 kN a dynamické zatížení až 400 N. Dílčími cíli bylo popsání typů hydraulických a elektrických leteckých aktuátorů v kontextu více elektrických letadel.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektromechanická vzpěra, elektromechanický aktuátor, pohybový šroub, ložiska s kosoúhlým stykem, EMA

ABSTRACT

This bachelor thesis focuses on the structural design of an electromechanical actuator with redundancy of motion screws based on the required parameters using available components on the market. The actuator components were selected to be able to transmit static loads of 2 kN and dynamic loads of up to 400 N. The sub-objectives were to describe the types of hydraulic and electric aircraft actuators in the context of more electric aircraft.

KEYWORDS

Electromechanical actuator, linear actuator, motion screw, angular contact bearings

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVNIČKA, Matyáš. *Návrh elektromechanické vzpěry*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158330>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Letecký ústav. Vedoucí práce Jaroslav Juračka.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. Května 2024

.....

PODĚKOVÁNÍ

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

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| Úvod..... | 9 |
| 1 Přehled současného stavu poznání..... | 10 |
| 1.1 Aktuátory v letectví..... | 10 |
| 1.2 Více elektrická letadla..... | 10 |
| 1.3 Redundance..... | 11 |
| 1.4 Elektrohydraulický aktuátor..... | 12 |
| 1.5 Elektro-hydrostatický aktuátor..... | 13 |
| 1.6 Hydraulický aktuátor s elektrickou zálohou..... | 14 |
| 1.7 Elektromechanický aktuátor..... | 14 |
| 1.7.1 Komponenty elektromechanického aktuátoru..... | 15 |
| 1.8 Porovnání hydraulických a elektrických aktuátorů..... | 16 |
| 2 Analýza problému a cíl práce..... | 17 |
| 3 Koncepční řešení..... | 17 |
| 3.1 Pohybový šroub..... | 17 |
| 3.1.1 Trapézový šroub..... | 17 |
| 3.1.2 Kuličkový šroub..... | 17 |
| 3.1.3 Válečkový šroub..... | 18 |
| 3.1.4 Uspořádání pohybového šroubu..... | 18 |
| 3.2 Uspořádání aktuátoru..... | 19 |
| 3.3 Zvolené řešení..... | 20 |
| 4 Konstrukční řešení..... | 21 |
| 4.1 Silový rozbor..... | 21 |
| 4.2 Pístnice..... | 23 |
| 4.3 Kuličkový šroub..... | 24 |
| 4.3.1 Vazby kuličkového šroubu..... | 24 |
| 4.3.2 Výběr kuličkového šroubu..... | 24 |
| 4.3.3 Trvanlivost kuličkového šroubu..... | 26 |
| 4.3.4 Točivé momenty kuličkového šroubu..... | 27 |
| 4.4 Rozvodovka..... | 28 |
| 4.4.1 Otáčky a točivé momenty na vstupu rozvodovky..... | 29 |
| 4.4.2 Síly v ozubení..... | 29 |
| 4.4.3 Volba materiálu soukolí a ověření modulu..... | 33 |
| 4.5 Drážky pro pero..... | 35 |
| 4.6 Reduktor..... | 36 |
| 4.7 Elektromagnetická brzda..... | 37 |
| 4.8 Elektromotor..... | 38 |
| 4.9 Enkodér..... | 39 |
| 4.10 Ložiska s kosoúhlým stykem..... | 40 |
| 4.10.1 Reakční síly v ložiscích..... | 41 |
| 4.10.2 Předpětí ložisek s kosoúhlým stykem..... | 43 |
| 4.10.3 Ekvivalentní zatížení ložisek s kosoúhlým stykem..... | 43 |
| 4.10.4 Trvanlivost ložisek s kosoúhlým stykem..... | 45 |
| 4.10.5 Ekvivalentní statické zatížení ložisek s kosoúhlým stykem..... | 47 |
| 4.10.6 Statická únosnost ložisek s kosoúhlým stykem..... | 47 |
| 4.11 Radiální kuličkové ložisko na hřídeli pastorku..... | 47 |
| 4.11.1 Trvanlivost radiálního kuličkového ložiska..... | 49 |
| 4.12 Vodicí kroužek pístnice..... | 49 |

| | | |
|---|-------------------------|-----------|
| 4.13 | Těsnění..... | 50 |
| 4.14 | Použité materiály | 50 |
| Závěr..... | | 52 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů..... | | 56 |
| Seznam příloh | | 59 |

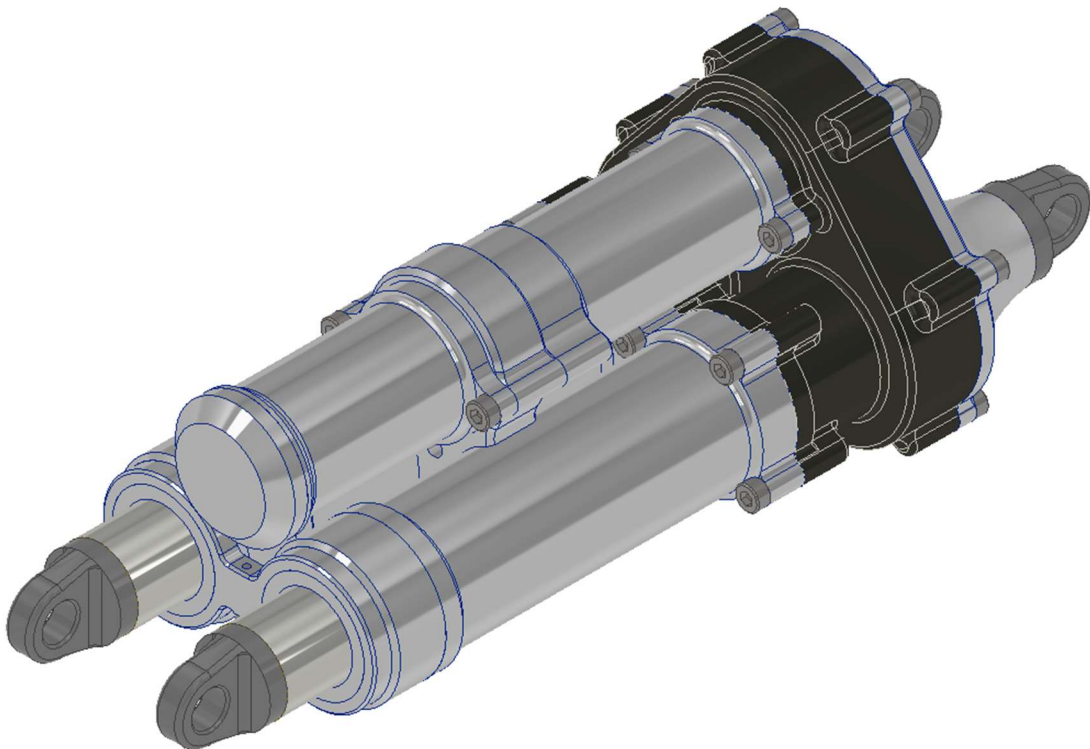
ÚVOD

Vzpěry, nebo též aktuátory se v letectví využívají řadu let. Původně jednoduché hydraulické mechanismy sloužící pouze jako asistence pilotovi, se vyvinuly do moderních elektronicky ovládaných a elektrickou energií napájených komponent. Dnes slouží jak v civilním, tak vojenském letectví v mnoha uplatněních, od pohybu chladících klapek motoru až po primární ovládací plochy jako jsou směrová či výšková kormidla a křídélka, kde na jejich spolehlivosti závisí lidské životy.

V současnosti je trendem snaha vyřadit co nejvíce těžkých hydraulických systémů letadel, a aktuátory tento trend následují. Hydraulické aktuátory využívají tlakovou energii hydraulické kapaliny dodávané z okruhu letadla, kterou přeměňují na mechanickou energii k pohybu břemene. Jedná se již velmi vyspělou technologií, která je pomalu nahrazována účinnějšími aktuátory napájenými elektrickou energií. Aktuátory kombinující elektrický zdroj energie a svůj vlastní izolovaný hydraulický okruh tlakovaný pumpou a regulovaný servoventily, pohybující pístem, lze považovat za přechodnou fázi úplného vyřazení hydrauliky. Toho dosahují aktuátory elektromechanické, které elektrickou energii přeměňují přímo na mechanickou pomocí pohybových šroubů. Jedná se již o relativně prozkoumanou technologii, avšak pro využití v primárních ovládacích plochách je nutné překonat ještě řadu problémů.

Teoretická část práce se zabývá detailním popisem typů aktuátorů v souvislosti s trendem jejich elektrizace, a též se dotýká problému jejich spolehlivosti. Jelikož je tématem této práce, je z nich elektromechanický aktuátor popsán nejdětalněji, včetně jednotlivých komponent.

Cílem praktické části práce je návrh elektromechanického aktuátoru pro relativně nízké zatížení, nízkou hmotnost a vysokou životnost. Zabývá se rešerší dostupných komponent jako jsou pohybové šrouby, ložiska, či elektromotory. Je proveden základní výpočet únosnosti, trvanlivosti a silových poměrů v aktuátoru. Výsledkem je kompletní funkční návrh dle požadovaných charakteristik, s maximálním využitím komponent z trhu, což by vedlo k nižší výrobní ceně.



Obr. 1 – Návrh elektromechanického aktuátoru

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 AKTUÁTORY V LETECTVÍ

Účelem aktuátoru je přeměna energie vstupního média na mechanickou energii na výstupu. Energie pro jeho pohon je buď elektrická či tlak hydraulické kapaliny. V letectví jsou standardně používány aktuátory lineární, což vyplývá z vyspělé technologie hydraulických pístů, modernější elektrické pak umožňují i pohyb rotační. Jejich řízení je řešeno převážně elektronicky. Elektronický ovladač přijímá pokyny od pilota či autopilota a odesílá zpětnou vazbu o poloze. Pohybové ústrojí je buď mechanické či hydraulické a slouží k pohybu břemene. V Tab. 1 jsou popsána rozdělení aktuátorů dle přenosu řídicího signálu a přenosu energie napájení. Použité zkratky znamenají: E – elektrický, H – hydraulický, M – mechanický přenos energie či řídicího signálu. Typy aktuátorů jsou popsány v kapitolách 1.4 až 1.7 [1][2].

Tab. 1 - Typy aktuátorů dle přenosu signálu a energie [2]

| Typ aktuátoru | Přenos řídicího signálu | Přenos energie a vnitřní přeměna energie |
|---------------|-------------------------|---|
| HSA | E, příp. s M zálohou | H → M |
| EHA | E | E → H → M |
| EBHA | E | H → M (normální provoz) E → H → M (záloha) |
| EMA | E | E → M |

Aktuátory se v letectví začínají objevovat v padesátých letech minulého století, kdy se rychlost letadel začíná blížit rychlosti zvuku. Při transonickém letu dochází k výrazně vyššímu zatížení ovládacích ploch, k jejichž pohybu přestává stačit pouze mechanické ovládní pomocí lan a pák. Zpočátku byl zachována přímá vazba mezi pilotem a ovládacími plochami a hydraulické aktuátory sloužily jako posilovače. V následujících dekádách s rozvojem elektroniky začínají aktuátory sloužit k automatické stabilizaci zatáčení. Následně dochází k rozpojení přímé vazby mezi pilotem a ovládacími a hydraulické aktuátory se stávají hlavním prostředkem k pohybu ovládacích ploch. Začínají se objevovat elektrické aktuátory, pro svoji nižší spolehlivost však mimo primární ovládací plochy. V současnosti probíhá vývoj elektromechanických aktuátorů i pro tuto aplikaci [3].

Dnes jsou aktuátory běžně využívány v civilním i vojenském letectví pro pohyb vertikálních a horizontálních ovládacích ploch jako jsou výšková a směrová kormidla a křídélka, klapky a aerodynamické brzdy. Dále pro zatahování podvozku, jako součást palivového systému, ovládní brzd a v případě vojenských letounů ve zbraňových systémech [4][5].

1.2 VÍCE ELEKTRICKÁ LETADLA

Během posledních několika dekád dochází ke snaze částečně, a posléze i úplně, nahradit primárně hydraulické, ale i mechanické a pneumatické subsystemy letadel elektrickými. Uceleně tomuto procesu nahrazování říká tzv. More Electric Aircraft (MEA), tedy více elektrická letadla. Ty část hydraulických systémů nahrazují elektrickými, zatímco tzv. All Electric Aircraft (AEA, plně elektrická letadla) hydrauliku vyřazují kompletně. Ačkoliv MEA nevyužívají pouze jeden sekundární zdroj energie jako AEA, i dílčí náhrada hydraulických či pneumatických systémů je benefitem.

Důvodem je výrazně vyšší efektivita a větší kompaktnost elektrických systémů, což znamená i nižší cena provozu letadel. Hmotnost nahrazených systémů může být využita pro palivo či náklad. Výhodou nižší spotřeby paliva je i menší zátěž klimatu. Vyřazením hydrauliky odpadá nejenom potrubí, ale též chladiče, pumpy, nádrže a ventily. Předpokládá se též další vývoj elektrických generátorů, vedoucí k další redukci hmotnosti či nárůstu efektivity.

V kontextu leteckých aktuátorů MEA znamená náhradu elektrohydraulických aktuátorů elektrohydrostatickými a postupně i elektromechanickými aktuátory, které jsou popsány detailněji v následujících kapitolách. Elektrický pohon subsystemů umožňuje vyřadit těžké a zástavbově náročné

hydraulické vedení, ulehčí údržbu a zmenší riziko úniku hydraulické kapaliny. Tento vývoj s sebou přináší také výzvy, například elektromechanické aktuátory jsou náchylné k zasekávání, jak bude popsáno dále, takže využití pro řízení primárních ovládacích ploch je problematické [4].

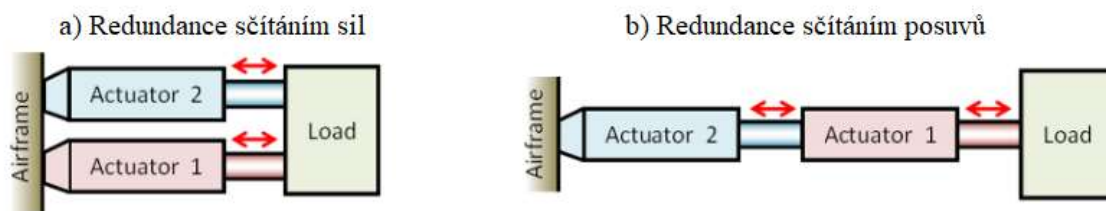
1.3 REDUNDANCE

Jelikož aktuátory jsou často kritickým komponentem, velmi důležité je, aby plnily svou funkci i při poruše jednoho či více prvků mechanismu. Toho je dosaženo redundancí neboli kombinací více zdrojů energie, více pohonů či prvků v paralelním či sériovém zapojení. Pro pohyb břemene může být použito více aktuátorů, jednotlivé komponenty aktuátoru lze též učinit redundantními (Např. dva pohybové šrouby). Redundantní systém je schopen plnit svou funkci i v případě jedné či více poruch.

Systémy bez redundance jsou nazývány simplex. V nich vede už jedna porucha k celkovému selhání schopnosti plnit svůj účel, kvůli čemuž jsou používány pouze v nekritických aplikacích, případně je použito více simplex aktuátorů. Pro pohyb primárních ovládacích ploch se používají redundantní aktuátory jejichž redundance bývá řešena dvěma způsoby: součtem posuvů, nebo součtem sil.

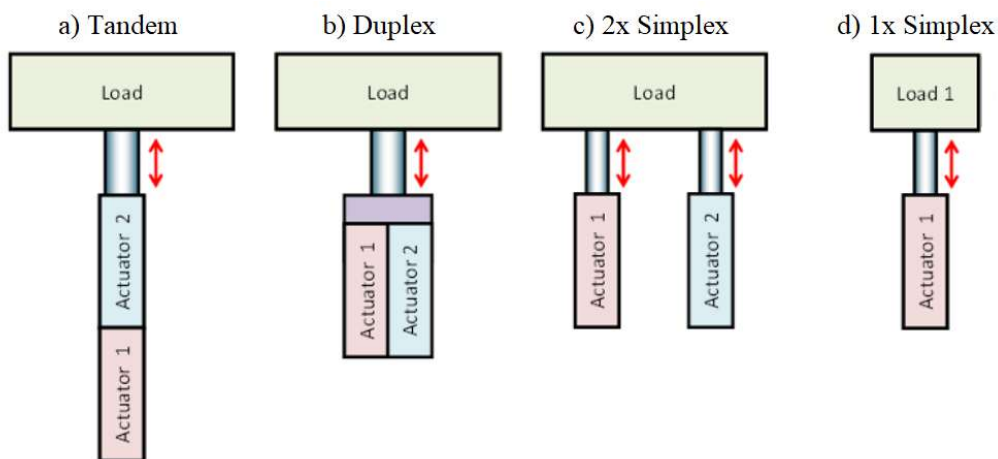
Součet posuvů (tzv. tandem), je řešen jako sériové zapojení aktuátorů, či prvků aktuátoru. Oba aktuátory přenášejí zatížení rovné celkovému zatížení a rychlost jejich posuvu je sčítána. Při poruše jednoho z nich je uzamknut a pohyb zajišťuje pouze zbývající aktuátor bez poruchy.

Součet sil je řešen jako paralelní zapojení dvou (duplex), tří (triplex), čtyř (quadruplex) a více prvků, které se podílejí na přenášení celkového zatížení a jejichž rychlost posuvu je stejná. Při poruše jednoho či více aktuátoru dochází k jeho uvolnění a pohyb obstarávají ostatní.



Obr. 2 – Redundance aktuátorů [6]

Na Obr. 3 můžeme vidět běžné topologie zapojení aktuátoru se zátěží: a) samostatný redundantní aktuátor v tandemovém uspořádání, často používaná pro primární ovládací plochy vojenských letadel a na helikoptérách, b) duplexní uspořádání s jedním břemenem, používaná na sekundárních ovládacích plochách (mimo spoilerů) komerčních dopravních letadel, c) více simplex aktuátorů na jednom břemeni, používaná na spoilerech komerčních dopravních letadel a za d) jeden simplex aktuátor na jednom břemeni, používaná mimo kritické aplikace. Tyto tři možnosti lze dále kombinovat [2].



Obr. 3 – Možné topologie zapojení aktuátorů [6]

Pro zvýšení bezpečnosti se dále využívá následujících principů:

- Nezávislost – porucha jedné součásti neovlivní ostatní v jejich správném fungování
- Různorodost – Ke stejné poruše nemůže dojít u všech prvků. Kupříkladu hydraulická pumpa může být poháněna hlavním motorem, elektromotorem či turbínou
- Oddělení – Prvky jsou prostorově či jinak oddělené, takže např. katastrofická porucha motoru nemůže vyřadit všechny systémy [2].

V praxi je pro pohyb ovládacích ploch dopravních letadel často využíváno až pět nezávislých zdrojů energie, což prakticky vylučuje jeho úplné vyřazení. Například letadla Airbus mají tři hydraulické a dva elektrické zdroje [7].

1.4 ELEKTROHYDRAULICKÝ AKTUÁTOR

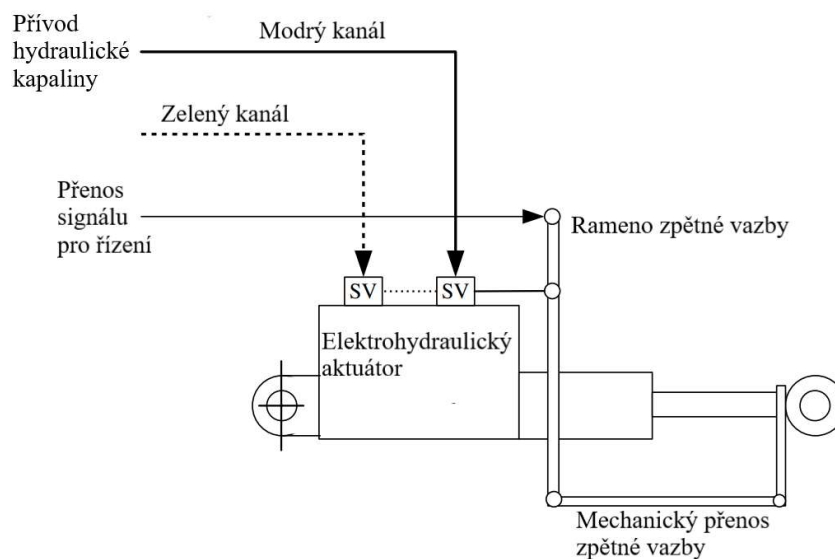
Elektrohydraulický, příp. elektro-servo hydraulický aktuátor (HSA) se vyznačuje velmi jednoduchou konstrukcí, v lineárním řešení se jedná pouze o píst s válcem s přívodem hydraulické kapaliny z centrálního okruhu. Průtok kapaliny určující směr a rychlost pohybu je řízen pomocí servoventilů ovládaných elektronikou [8].

Elektrohydraulický aktuátor je využíván v široké škále aplikací od počátků technologie fly-by-wire kvůli své spolehlivosti a možnosti přizpůsobení konkrétnímu využití (např. aktuátor jednočinný, či dvočinný). Oproti novějším a složitějším řešením má několik výhod:

- Vysoká hustota energie – Dosahuje až 10 kW/kg . Největší výhoda oproti ostatním řešením převážně pro vysoké výkony.
- Vysoké síly za pomalých rychlostí posuvu bez využití páky či mechanických převodů přímo na pohybovanou součást.
- Jednoduchost chlazení – Teplo je odváděno pomocí hydraulické kapaliny.
- Jednoduchá implementace sekundárních funkcí jako jsou tlumení, rozpojení či ochrana proti přetížení.
- Necitlivost na elektromagnetickou interferenci.

Jeho využití má ovšem zároveň řadu nevýhod jako:

- Nízký poměr přenášené energie vůči hmotnosti hydraulického okruhu, tedy pump, chladičů, hydraulického vedení a nádrží.
- Nutnost chlazení hydrauliky.
- Obtížnost zástavby hydraulického potrubí.
- Stálá netěsnost systému, tedy nutnost kontinuálního tlakování znamenající větší spotřebu energie [2].



Obr. 4 – Diagram elektrohydraulického aktuátoru [2]

Své první využití v letectví našel v aplikacích s krátkodobým zatížením jako jsou klapky, zatahování a vysouvání podvozku či klapky chlazení motoru již v padesátých letech minulého století. Se zvyšující se rychlostí letadel již piloti nebyli schopni pouze svou silou hýbat ovládacími plochami, protože byl uveden do provozu i pro pohyb ovládacích ploch. Až donedávna byl hlavním řešením pro tyto aplikace, kdy začal být doplňován a nahrazován aktuátory s elektrickým přenosem energie, jako např. v Airbusu A300-600 [2].

1.5 ELEKTRO-HYDROSTATICKÝ AKTUÁTOR

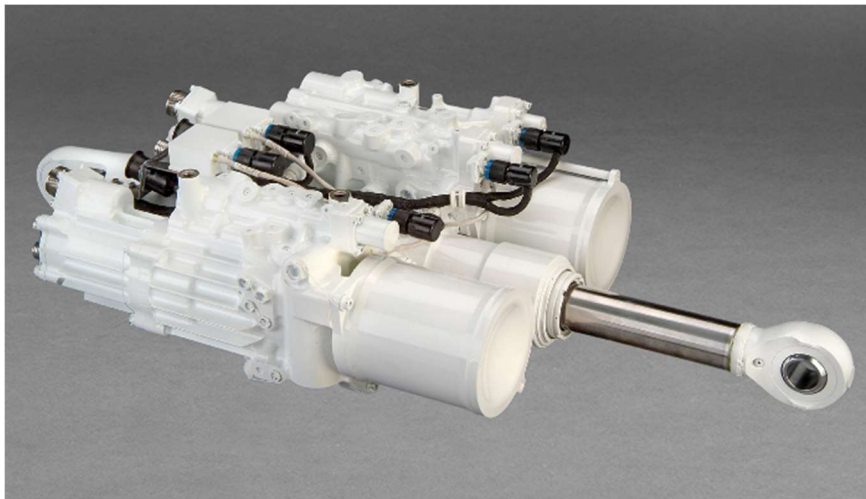
Elektro-hydrostatický aktuátor (EHA) je jedním z řešení tzv. Power by Wire (PbW), tedy přenos výkonu elektrickou energií. Posuv obstarává stejně jako HSA pomocí hydraulické kapaliny, není ale součástí hydraulického okruhu letadla, ale má svůj plně izolovaný hydraulický okruh a kapalina je tlakována vestavěnou pumpou poháněnou elektromotorem. Kapalinu je nutné tlakovat pouze pro pohyb aktuátoru, takže v klidovém stavu je elektrická energie spotřebovávána pouze řídicí elektronikou. Díky tomu má EHA výrazně nižší spotřebu energie než obdobné elektrohydraulické aktuátory. Výhodou izolovaného hydraulického okruhu je izolace v případě požáru aktuátoru. Jeho nevýhodou je však až dvojnásobná hmotnost při stejném výkonu. Další nevýhodou uzavřeného hydraulického okruhu je jeho obtížné chlazení, jelikož hydraulická kapalina nemůže procházet přes externí chladič a teplo je pouze vyzařováno do okolí. Zpětná vazba o poloze aktuátoru je zajišťována buď mechanicky pomocí ramen a pák, nebo elektronicky.

Kombinací hydrauliky s elektrickým přenosem energie získává EHA výhody z obou světů: Díky využití hydrauliky i v případě poruchy nedojde k jeho zaseknutí (u ovládacích ploch nutnost) a zároveň umožňuje změnu velikosti síly a tlumící charakteristiky a disponuje vysokým poměrem výkonu vůči hmotnosti. Elektrický přenos umožňuje vysokou efektivitu, jednoduchou údržbu a rychlé změny průtoku.

Pro dosažení vyšší bezpečnosti je možné některé EHA přepnout pomocí servoventilů do elektrohydraulického módu, kdy je oddělena interní pumpa a hydraulická kapalina je přiváděna z centrálního hydraulického okruhu [6].

V současnosti již velmi vyspělou technologií, EHA jsou využívány v nejmodernějších civilních i vojenských letounech. Ve stíhacím letounu páté generace F-35 Lightning II jsou EHA použity spolu s HSA pro pohyb primárních ovládacích ploch, jako je směrové kormidlo, výšková kormidla, či flaperony (kombinace klapky a křídélka). Na Obr. 5 je aktuátor s dvojitou redundancí pohonu a hydraulických pump od výrobce Moog sloužící k pohybu flaperonů letounu F-35 [9].

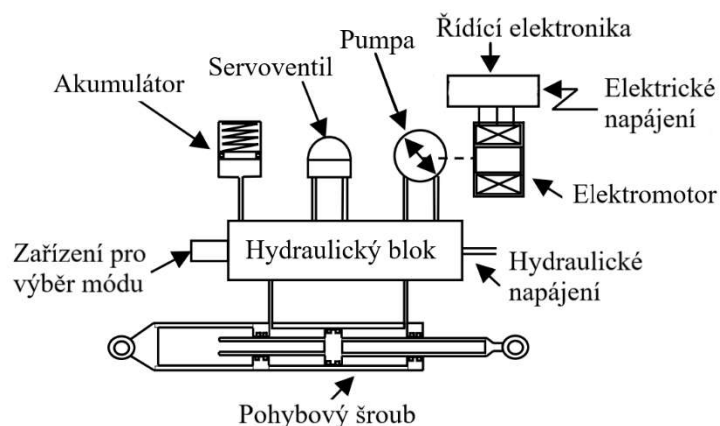
EHA umožňuje vyřazení centrálního hydraulického systému a je tedy díky plně elektrickému pohonu krokem k úplné eliminaci hydraulických systémů letadel, dokud dostatečně nedospějí řešení elektromechanických aktuátorů [6].



Obr. 5 – Elektro-hydrostatický aktuátor pro pohyb flaperonu na letounu F-35 [9].

1.6 HYDRAULICKÝ AKTUÁTOR S ELEKTRICKOU ZÁLOHOU

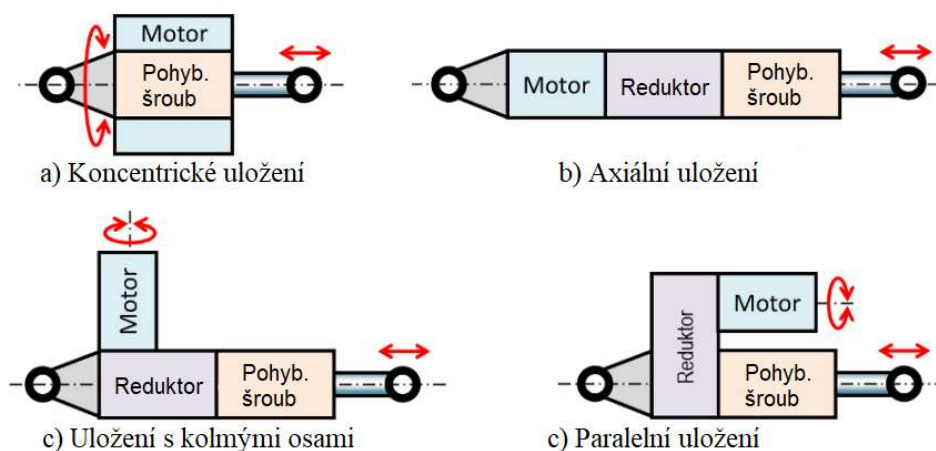
Hydraulický aktuátor s elektrickou zálohou (Electrical Backup Hydraulic Actuator – EBHA) je kombinací dvou předchozích aktuátorů. Stejně jako EHA má interní hydraulickou pumpu poháněnou elektromotorem, ale v běžném provozu je napájen hydraulickou kapalinou z hlavního hydraulického okruhu. V případě poruchy lze aktuátor izolovat pomocí servoventilů a tlak hydraulické kapaliny zajišťuje záložní pumpa. Vyšší spolehlivost je však vykoupena vyšší hmotností a složitostí [4].



Obr. 6 – Diagram hydraulického aktuátoru s el. zálohou [10]

1.7 ELEKTROMECHANICKÝ AKTUÁTOR

Elektromechanické aktuátory (EMA) patří stejně jako EHA do skupiny PbW, ale elektrickou energii převádějí přímo na mechanickou bez vlastního hydraulického systému. Tuto přeměnu zajišťuje elektromotor roztáčející matici pohybového šroubu. V určitých aplikacích lze využít EMA s přímým pohonem, což znamená, že elektromotor pohání matici kuličkového šroubu napřímo. To umožňuje koncentrické uložení komponent aktuátoru, s vinutím elektromotoru okolo matice a pohybového šroubu, jak je znázorněno na Obr. 7 za a). Většinou jsou ale kladeny požadavky nejen na kompaktní rozměry, ale i schopnost generování velkých tahových a tlakových sil a malé rychlosti posuvu, je tedy nutné mezi elektromotor a matici kuličkového šroubu vložit převodovku (reduktor). Tyto aktuátory se nazývají převodované EMA. Řešení uspořádání komponent v nich je celá řada, jak můžeme vidět na Obr. 7 za b) až c). Při nutnosti redundance komponent se situace dále komplikuje, avšak základní myšlenka zůstává stejná [6].



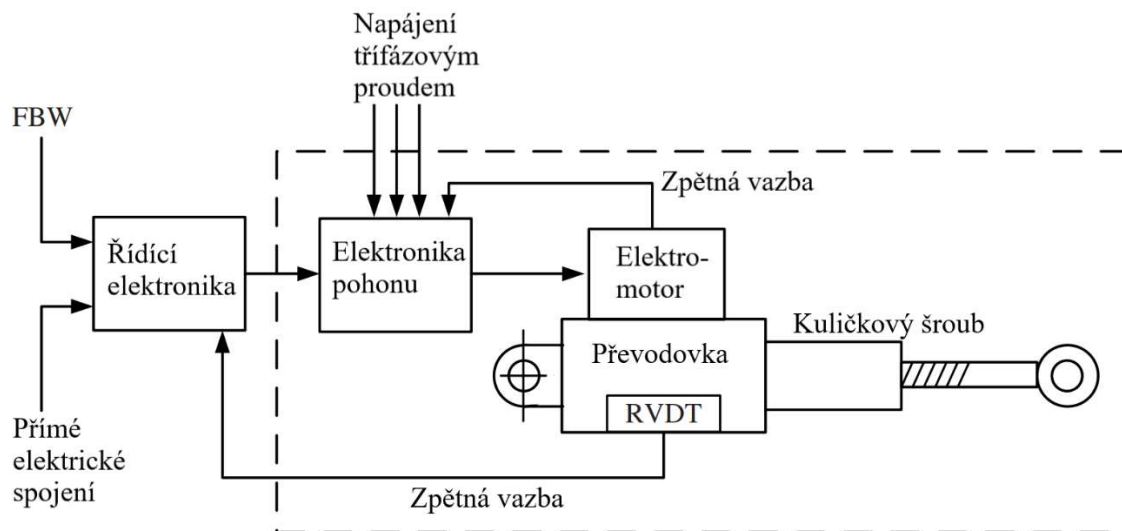
Obr. 7 – Konstrukční řešení EMA [6]

Poloha aktuátoru je řízena elektronicky se zpětnou vazbou pomocí enkodéru, či mechanicky pomocí pák. Údaje o poloze jsou poté zasilány do řídicí elektroniky aktuátoru a dále počítače letounu.

EMA jsou v letectví využívány již několik desítek let, avšak pouze v aplikacích s malým zatížením a mimo kritické funkce, jako jsou sekundární ovládací plochy (ovládání vztlakových klapek, aerodynamických brzd, slotů, spoilerů atd.) nebo na dronech či kosmických nosičích. Pro použití k ovládání primárních ovládacích ploch či jiných kritických místech je nutné nejprve vyřešit řadu problémů, asi nejdůležitějším z nich je zasekávání a také nepříznivé tlumící charakteristiky. Zaseknutí či zadření komponent pohonu a převodů lze řešit pomocí spojek či jiných prvků, které po přetížení pohon odpojí. Problémem však je zasekávání pohybového šroubu, jenž je posledním prvkem přenosu mechanické energie, který dosud nebyl plně vyřešen [6].

Při pohybu se EMA vyznačují velmi rozdílným charakterem oproti EHA, kdy elasticita hydraulické kapaliny je nahrazena momentem setrvačnosti rotačních součástí, což má vliv na dynamiku celkové sestavy aktuátoru. Eliminací hydraulického okruhu také vyvstává problém chlazení, jelikož teplo je obtížnější odvádět z aktuátoru pryč.

EMA mají však také řadu výhod, pro civilní letectví velmi důležitá vysoká účinnost elektrického přenosu energie, jednodušší údržba, kdy nehrozí únik hydraulické kapaliny a také revoluční změnu koncepce aktuátoru, náhradou lineárního pohybu rotačním. To by ovšem vyžadovalo změnu v konstrukci křídla či nosné konstrukce letounu i integraci aktuátoru [6].



Obr. 8 - Diagram elektromechanického aktuátoru [3]

1.7.1 KOMPONENTY ELEKTROMECHANICKÉHO AKTUÁTORU

- Elektromotor – EMA bývají poháněny bezkartáčovým stejnosměrným motorem (Brushless DC electric motor – BLDC). Jedná se o synchronní elektromotor s lineárním vztahem mezi proudem a točivým momentem nebo napětím a otáčkami. Komutace je elektronicky ovládaná pomocí střídače, který vytváří pulzy elektrického napětí do cívek statoru. Oproti běžnému DC motoru jsou permanentní magnety součástí rotoru, díky čemuž na něj není potřeba přenášet elektrický proud. Využití moderních samarium–kobaltových magnetů umožňuje až zdvojnásobit hustotu momentu oproti magnetům na bázi feritu na 1 Nm/kg [11][6].
- Pohybový šroub – Převod rotačního pohybu na lineární je v EMA řešen dvěma způsoby: Pomocí kuličkového nebo válečkového šroubu. Pro oba typy pohybových šroubů platí, jak je popsáno v kapitole 3.1.4, že rotační pohyb může konat matice a lineární šroub nebo naopak. Pro přenos velkých zatížení je vhodnější válečkový šroub.[12]
- Výkonová elektronika – Elektronika zpracovávající signály řízení a zpětné vazby, podle kterých modifikuje přijímaný výkonový proud. Obsahuje vstupní ochranu a filtry, které

chrání např. před přepětím od blesků. Dále usměrňovač sloužící k přeměně střídavého napětí na stejnosměrné pro potřeby BLDC motoru [6].

- Brzda – Brždění EMA je řešeno pomocí rekuperace motory pro zpomalení pohybu a pomocí elektromagnetických brzd pro držení polohy, či v nouzových situacích, např. při výpadku napájení [6].
- Převodovka (reduktor) – Hlavním účelem převodovky je převedení vysokých otáček a nízkého točivého momentu elektromotoru na nízké otáčky a vysoký točivý moment šroubového mechanismu. V EMA jsou využívány harmonické, cykloidní, a planetové převodovky pro své kompaktní rozměry, malou vůli v převodech a vysokou účinnost [13].

1.8 POROVNÁNÍ HYDRAULICKÝCH A ELEKTRICKÝCH AKTUÁTORŮ

Tab. 2 - Porovnání hydraulických a elektrických aktuátorů [6][2]

| Typ aktuátoru | Výhody | Nevýhody |
|---------------|---|--|
| HSA | <ul style="list-style-type: none"> • Vysoký poměr výkonu vůči hmotnosti • Jednoduchá konstrukce • Vyspělá technologie • Vhodné chování při poruše • Jednoduchá implementace sekundárních funkcí | <ul style="list-style-type: none"> • Vysoká hmotnost hydraulického okruhu • Nutnost chlazení hydrauliky • Nutnost stálého tlakování • Obtížnější údržba a změna konfigurace • Riziko úniku hydraulické kapaliny |
| EHA | <ul style="list-style-type: none"> • Nízká spotřeba energie v klidovém stavu • Elektrický přenos energie • Vysoký poměr výkonu vůči hmotnosti • Vhodné chování při poruše • Jednoduchá implementace sekundárních funkcí • Izolace případného požáru | <ul style="list-style-type: none"> • Obtížnost chlazení vnitřního hydraulického okruhu • Riziko úniku hydraulické kapaliny • Složitější než HSA • Větší hmotnost oproti EHA |
| EBHA | <ul style="list-style-type: none"> • Elektrický přenos energie • Vysoká bezpečnost díky vestavěné záložce | <ul style="list-style-type: none"> • Stejně jako u EHA za normálního provozu, jako u HSA při poruše • Nutnost vedení elektrického i hydraulického zdroje energie |
| EMA | <ul style="list-style-type: none"> • Elektrický přenos energie • Nízká spotřeba energie v klidovém stavu • Vysoká efektivita • Jednoduchá údržba • Potenciál dalšího vývoje • Lineární i rotační řešení • Kompaktní rozměry | <ul style="list-style-type: none"> • Obtížnost implementace sekundárních funkcí • Riziko zaseknutí • Vůle v ozubených převodech a pohybovém šroubu • Nízká tolerance vůči přetížení |

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Letadla v rámci přechodu na elektrický pohon aktuátorů ovládacích ploch potřebují kompaktní a spolehlivé řešení. Jelikož se vývoj posouvá směrem k plně elektrickým letadlům je ideálním kandidátem EMA díky své vysoké efektivitě. Požadavkem je alespoň dvojitá redundance kuličkového šroubu neboli duplex s pohonem jedním elektromotorem. Kritické jsou zástavbové rozměry, nutná je také zpětná vazba o poloze aktuátoru pomocí elektrického signálu.

Maximální provozní zatížení je 400 N a statické zatížení až 2000 N. Provozní teploty aktuátoru se musí pohybovat mezi -55°C a 70°C a musí být schopný pracovat při teplotách okolí -55°C až 85°C . Maximální zdvih aktuátoru je 18 mm, s výchozí polohou 12 mm od plného vysunutí. Jmenovitá rychlost pohybu bez zátěže je $1,2 \pm 0,2 \text{ mm/s}$. Jmenovité napájecí napětí je 28 V stejnosměrný proud a nouzové napájení 18 V. Maximální hmotnost aktuátoru je 0,8 kg. Celková doba technického života je 8000 letových hodin za 25 let, případně 15000 hodin za 40 let. Záruční doba skladování 18 měsíců, příp. 36 měsíců.

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

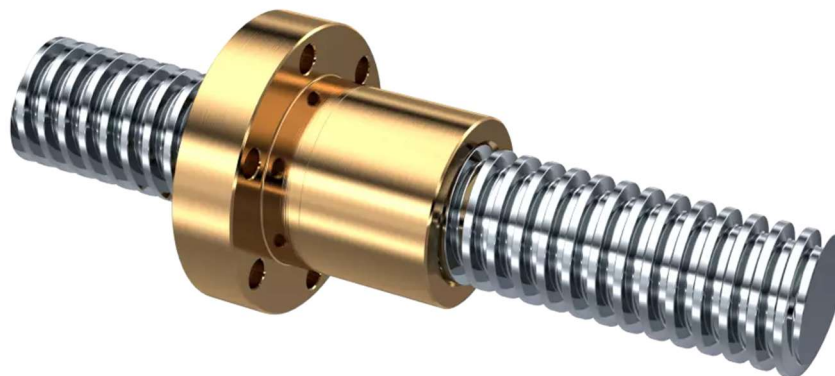
3.1 POHYBOVÝ ŠROUB

Pohybový šroub sloužící k přeměně rotačního pohybu na lineární je potřeba volit dle požadavků na přenášené síly, účinnost a rychlost posuvu. V dalších kapitolách jsou popsány tři typy běžně používaných pohybových šroubů.

3.1.1 TRAPÉZOVÝ ŠROUB

Tyto pohybové šrouby jsou konstrukčně velmi jednoduché, skládají se pouze ze šroubu a matice, která bývá běžně vyrobena z bronzu či jiného porézního kovu pro snížení tření. Jak je z jejich názvu vidět, závit je trapézový, a to buď rovnoramenný pro zatížení v obou směrech, či nerovnoramenný pro zatížení v jednom směru. Vyznačují se nízkou účinností pohybující se okolo 30 %, jelikož je veškerá síla vedena skrz plochy závitů a dochází tedy pouze k posuvu ploch závitů matice po plochách šroubu s velkým třením. To znamená, že pro posuv stejného zatížení vyžadují trapézové šrouby větší točivý moment než dále popsaná řešení. Jsou vhodné spíše pro aplikace s nižší rychlostí posuvu a nižší přesností. Výhodou využití trapézových šroubů je jejich schopnost samosvornosti, kdy nedochází ke zpětnému protáčení matice při zatížení v klidovém stavu. Při využití v EMA by to znamenalo možnost eliminace brzdy a výsledné kompaktnější rozměry [14].

Kvůli své velmi nízké účinnosti se použití trapézového šroubu v EMA jeví jako nevhodné.

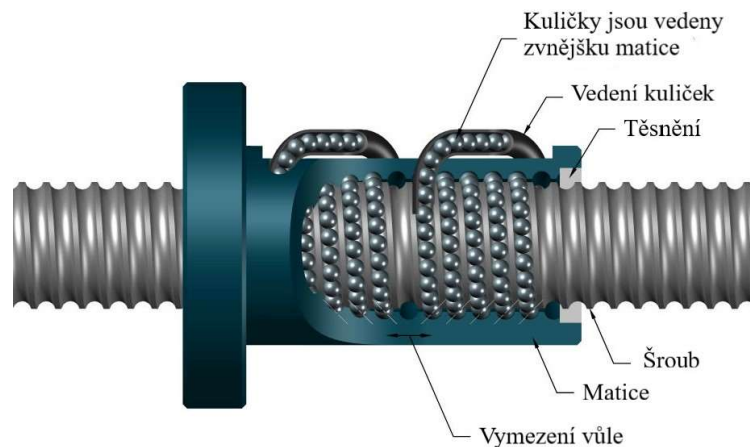


Obr. 9 – Trapézový pohybový šroub [15]

3.1.2 KULIČKOVÝ ŠROUB

Kuličkové šrouby se skládají z matice a šroubu, avšak nedochází k jejich přímému kontaktu, ale zatížení je přenášeno přes kuličky obíhající v uzavřeném okruhu. Vyznačují se velmi vysokou přesností posuvu, která může být ještě zvýšena vymezením vůle uložením kuliček s přesahem, případně spojením

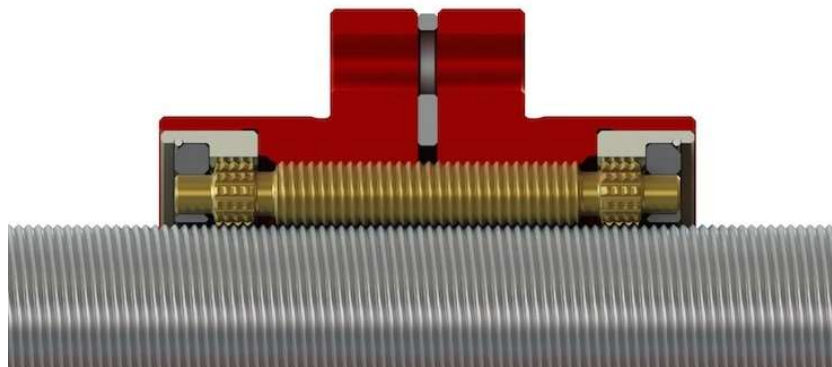
dvou matic s vloženým distančním kroužkem. Oproti trapézovým šroubům s plošným dotykem závitů mezi maticí a šroubem dochází v těchto šroubech díky kuličkám pouze k bodovému dotyku snižujícím tření, což vede k vysoké účinnosti a vysoké životnosti. Méně generovaného tepla znamená i vyšší životnost [16].



Obrázek 10 – Kuličkový šroub [17].

3.1.3 VÁLEČKOVÝ ŠROUB

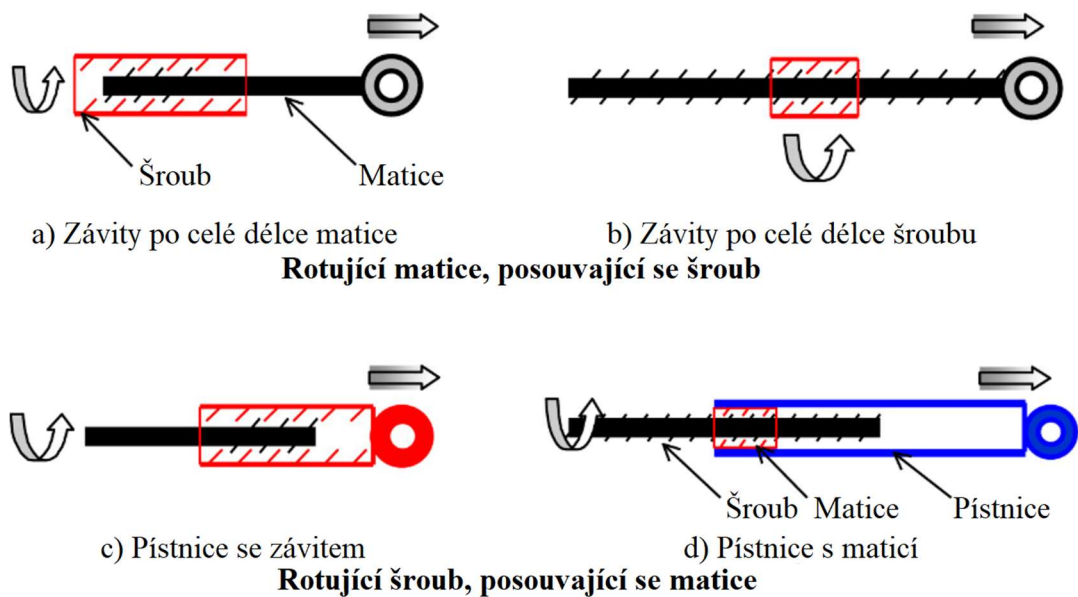
Válečkové šrouby jsou konstrukcí podobné jehlovým ložiskům. Po vnitřním obvodu matice jsou uloženy válečky se závitem, kterým zapadají do jejich závitů a závitů šroubu. Závit matice a šroubu jsou lichoběžníkové rovnoramenné a závit válečků oblý, díky čemuž dochází pouze k bodovému kontaktu a odvalování válečků. Poloha válečků je zajištěna pomocí klecí na obou koncích matice, která zajišťuje jejich rovnoměrné uspořádání. Jejich rovnoběžnost se šroubem je zajištěna ozubením mezi závitem a klecí. Válečky mají výrazně větší kontaktní plochu se šroubem a maticí než kuličky v kuličkovém šroubu, což umožňuje přenášení mnohem větších zatížení a větší tuhost celé sestavy. Válečkové šrouby mají srovnatelnou účinnost s kuličkovými díky valivému pohybu [18].



Obr. 11 – Válečkový šroub [18].

3.1.4 USPOŘÁDÁNÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU

Na výběr je ze čtyř možností uspořádání pohybového šroubu a jeho matice viz. Obr. 12 podle toho, zda rotační pohyb koná matice a šroub lineární či naopak. Záleží také na tom, zda jsou v jednu chvíli v záběru všechny závit matice či šroubu. Výběr uspořádání pohybového šroubu má vliv na podélné vedení, těsnění a výsledné rozměry aktuátoru [6].



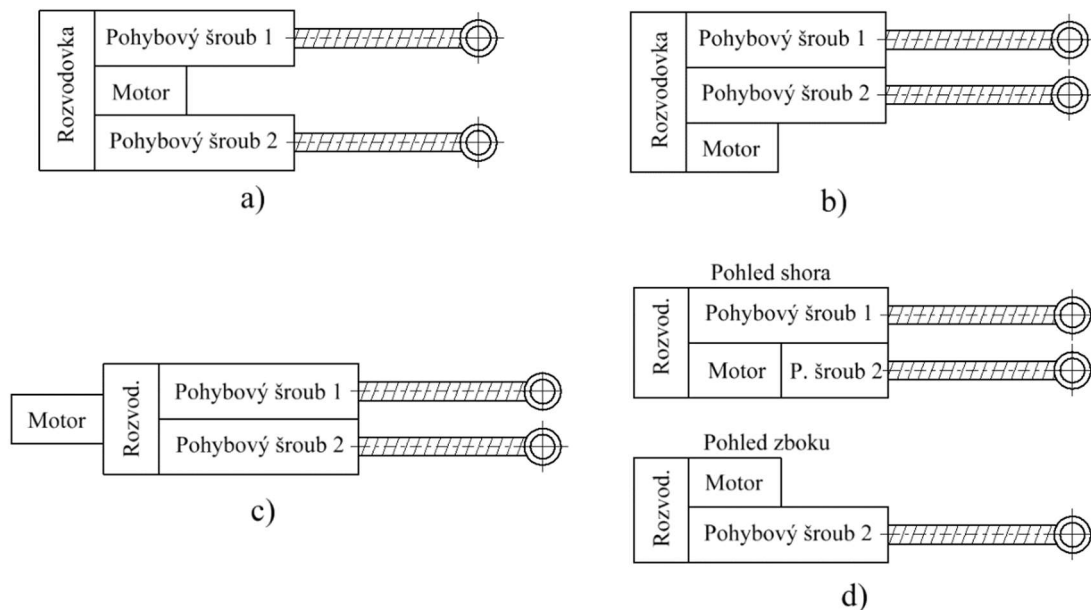
Obr. 12 – Uspořádání pohybového šroubu a matice [6]

3.2 USPOŘÁDÁNÍ AKTUÁTORU

Uspořádání EMA v konfiguraci duplex existuje celá řada, v této práci se budeme zabývat čtyřmi které jsou z hlediska rozměrů nejvýhodnější. Všechny čtyři jsou s paralelním uložením osy elektromotoru a pohybových šroubů, což zjednodušuje návrh rozvodovky. Ta je nutná kvůli požadavku na redundanci pohybových šroubů poháněných však pouze jedním elektromotorem, čímž odpadá možnost koncentricity motoru se šrouby. Dále budou rozebrány výhody a nevýhody jednotlivých řešení které můžeme vidět na Obr. 9. Z nich bude vybráno jedno a proveden jeho konstrukční návrh:

- Aktuátor s motorem vloženým mezi pohybové šrouby. Výhodou tohoto řešení je při určitých převodových poměrech rozvodovky použití pouze dvou ozubených kol a pastorku. Ozubená kola se budou při provozu opotřebovávat stejně, větší opotřebení pastorku lze řešit rozdílným materiálem. Větší vzdálenost šroubů je výhodou pro zajištění posuvných částí proti otáčení jejich spojením. Vložení motoru mezi pohybové šrouby není vhodné z hlediska tuhosti konstrukce a komplikuje jeho údržbu.
- Aktuátor s motorem vedle pohybových šroubů. Rozměrově podobný jako a), tento aktuátor má velkou výhodu v dobrém přístupu k motoru a větší tuhost a pevnost konstrukce. Při požadavku využití pohybových šroubů se stejným smyslem stoupání se však komplikuje rozvodovka, jelikož mezi ozubená kola šroubů musí být vloženo mezikolo. Zároveň namáhání ozubených kol pohybových šroubů bude nerovnoměrné, ozubené kolo šroubu 2 bude přenášet i výkon pro kolo šroubu 1 a bude tedy docházet k jeho většímu opotřebení.
- Aktuátor s motorem na konci. Na šířku kompaktní, avšak nejdelší, kombinuje výhody dvou předchozích aktuátorů. Rozvodovka je jednoduchá jako u řešení a) při zachování tuhosti a pevnosti řešení b). Komplikací je motor v místě kde se obvykle nachází rotační vazba k uchycení ke konstrukci letadla. To lze řešit buď zpevněním skříně motoru a jeho strukturálním využitím, nebo použitím konstrukce zvenku motoru. Kvůli tomu lze očekávat vyšší hmotnost tohoto aktuátoru.

- d) Aktuátor s motorem nad pohybovými šrouby. Zachovává stejnou šířku jako c) a délku jako první dva aktuátory, avšak na výšku je rozměrnější. Rozvodovka má podobnou konstrukci jako b), i zde je nutné vložené kolo a ozubená kola šroubů budou nerovnoměrně namáhána.

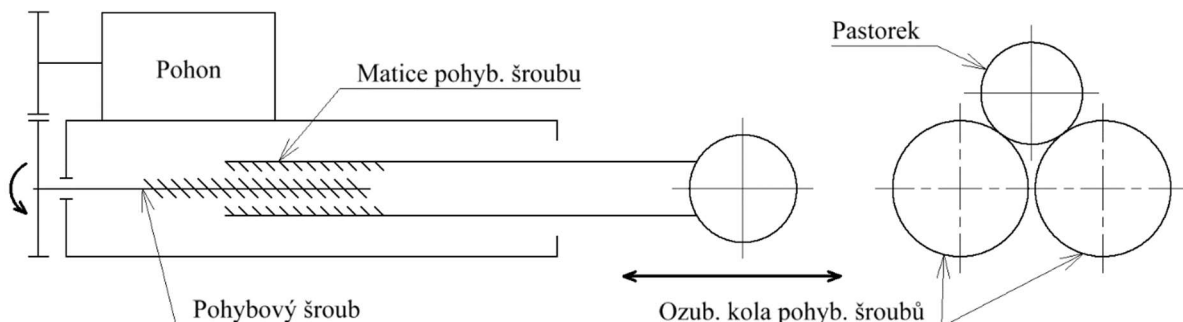


Obr. 13 – Koncept konstrukce aktuátoru

3.3 ZVOLENÉ ŘEŠENÍ

Jelikož v letectví jsou kladeny vysoké požadavky na efektivitu trapézový šroub se svojí nízkou účinností se jeví jako špatné řešení. Tření ve šroubu generuje teplo, které by v těsné konstrukci mohl být problém dissipovat a mohlo by vést k přehřátí elektromotoru. Tento aktuátor nebude přenášet velké zatížení, takže není nutné použít dražší válečkový šroub, a je tedy vhodné zvolit v letectví běžně používaný kuličkový šroub. Nevýhodou je jeho absence samosvornosti, takže bude nutné v aktuátoru použít brzdu. Aby byl aktuátor co nejspolehlivější je důležitá jeho těsnost po celou délku životnosti. K tomu je nejvhodnější uspořádání se šroubem konajícím rotační pohyb a maticí vloženou do pístitnice konající lineární pohyb, které můžeme vidět na Obr. 12 označené jako d). Díky tomu nebudou závity nikdy vystavené okolnímu prostředí a nebude docházet k jejich znečištění či ztrátě mazání.

Byla zvolena kombinace uspořádání aktuátoru a) a d), rozvodovka si zachová jednoduchost použitím pouze pastorku a dvou spoluzabírajících kol a aktuátor si zachová kompaktní rozměry. Výkon je přenášen pomocí pastorku na dvě ozubená kola připevněná k pohybovým šroubům. Díky vložení pastorku mezi kola toto řešení umožňuje použití pouze pravotočivých pohybových šroubů. Skříň a víko rozvodovky jsou nosnými prvky konstrukce aktuátoru, a přenášejí veškeré vnější zatížení.



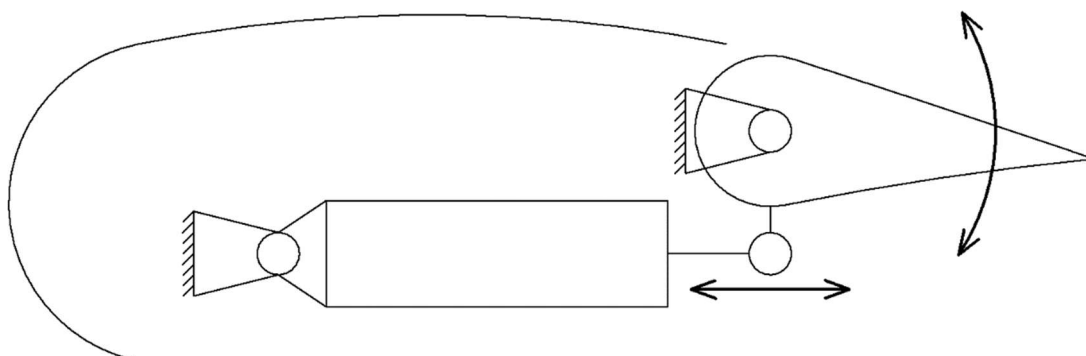
Obr. 14 – Uspořádání s rotujícím pohybovým šroubem a posouvající se maticí

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 SILOVÝ ROZBOR

Aktuátor bude využit pro pohyb křidélek letounu, jak je znázorněno na Obr. 15. Jeho zatížení se odvíjí od této aplikace. Je zatížen axiálním zatížením o velikosti $F_g = 2000\text{ N}$. Jedná se o maximální možnou velikost tohoto zatížení, tedy při maximálním přetížení, pro které je konstruován drak letounu a při výpočtech je uvažováno jako zatížení v tlaku. Aktuátor je schopný toto zatížení přenášet i v tahu a jeho výsledný směr závisí na reálné konstrukci křídla a aktuátoru.

Dále je pak aktuátor zatížen proměnlivou silou od aerodynamických účinků křídélka v závislosti na jeho poloze, o maximální velikosti $F_{ae} = 400\text{ N}$. Ve výpočtech je tato síla uvažována s konstantní velikostí.

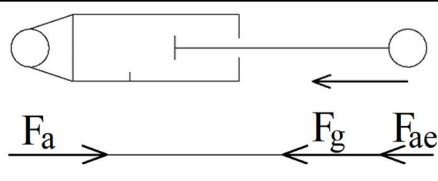
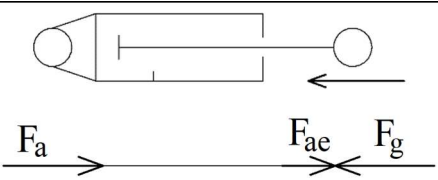
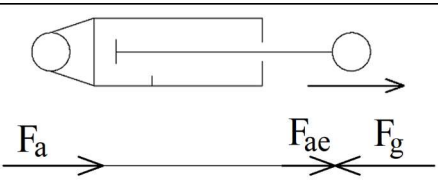


Obr. 15 – Uvažované využití aktuátoru

Během jednoho pracovního cyklu aktuátoru dochází k pěti situacím popsaným v **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Vzdálenost $L_a = 6\text{ mm}$, $L_b = 12\text{ mm}$ a $L_c = 18\text{ mm}$. Můžeme vidět, že síla F_{ae} vždy působí směrem k výchozí poloze aktuátoru označené „0“. Polohy „1“ a „2“ jsou úvratě, nedochází v nich však k dorazu, ale poloha je hlídána elektronicky. V případě zastavení aktuátoru mimo výchozí polohu na něj působí stejné zatížení jako platí pro danou oblast a pohyb, avšak držení pozice obstarává brzda.

Tabulka 3 - Pracovní cyklus aktuátoru

| Pohyb a poloha aktuátoru | Silové působení na aktuátor | Popis |
|-----------------------------|-----------------------------|---|
| Výchozí poloha aktuátoru: 0 | | |
| | $F_a = F_g$ | Aktuátor zůstává ve výchozí poloze, je zatížen pouze statickou silou F_g . Poloha je udržována elektromagnetickou brzdou. |
| Aktuátor se vysouvá: 0 → 1 | | |
| | $F_a = F_g + F_{ae}$ | Aktuátor se vysouvá, je zatížen silami F_g a F_{ae} . Motor otáčí pohybovým šroubem. |

| | | |
|---|----------------------|--|
| Aktuátor se zasouvá: 1 → 0 | | |
|  | $F_a = F_g + F_{ae}$ | Aktuátor se zasouvá, je zatížen silami F_g a F_{ae} . Motor brzdí pohybový šroub roztáčený maticí. |
| Aktuátor se zasouvá: 0 → 2 | | |
|  | $F_a = F_g - F_{ae}$ | Aktuátor se zasouvá, je zatížen silami F_g a F_{ae} . Motor brzdí pohybový šroub roztáčený maticí. |
| Aktuátor se vysouvá: 2 → 0 | | |
|  | $F_a = F_g - F_{ae}$ | Aktuátor se vysouvá, je zatížen silami F_g a F_{ae} . Motor otáčí pohybovým šroubem. |

Následuje vyčíslení jednotlivých situací znázorněných v **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Situace budou dále označovány pouze čísly v uvozovkách, kupříkladu: 2 → 0 je situace „20“.

Výchozí poloha aktuátoru (situace „0“):

$$\sum F_x = 0: F_{a0} = F_g = 2000 \text{ N} \quad (1)$$

Vysouvání aktuátoru (situace „01“):

$$\sum F_x = 0: F_{a01} = F_g + F_{ae} = 2000 + 400 = 2400 \text{ N} \quad (2)$$

Zasouvání aktuátoru (situace „10“):

$$\sum F_x = 0: F_{a10} = F_g + F_{ae} = 2000 + 400 = 2400 \text{ N} \quad (3)$$

Vysouvání aktuátoru (situace „02“):

$$\sum F_x = 0: F_{a02} = F_g - F_{ae} = 2000 - 400 = 1600 \text{ N} \quad (4)$$

Zasouvání aktuátoru (situace „20“):

$$\sum F_x = 0: F_{a20} = F_g - F_{ae} = 2000 - 400 = 1600 \text{ N} \quad (5)$$

Jelikož je aktuátor typu duplex se dvěma šrouby, je velikost zatížení na jeden pohybový šroub poloviční oproti zatížení aktuátoru pro všechny situace:

Situace „0“:

$$F_{s0} = \frac{F_{a0}}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ N} \quad (6)$$

Situace „01“ a „10“:

$$F_{s01,10} = \frac{F_{a01,10}}{2} = \frac{2400}{2} = 1200 \text{ N} \quad (7)$$

Situace „02“ a „20“:

$$F_{s02,20} = \frac{F_{a02,20}}{2} = \frac{1600}{2} = 800 \text{ N} \quad (8)$$

Následující výpočty nebudou vždy řešeny pro každou situaci zvlášť, ale podle konkrétní potřeby. Často pouze situace „01“ s největším zatížením. V textu také nebude rozepsáno, o jakou situaci se jedná, jelikož to je zřejmé z indexů konkrétních veličin.

4.2 PÍSTNICE

Oba pohybové šrouby vysouvají pístnici, na které je uchyceno oko pro zavěšení břemene. Ta je vyrobena z oceli 20MnV6, běžně používané pro pístnice hydraulických aktuátorů. Jelikož je zatížena velkou silou v tlaku, je potřeba zkontrolovat bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability. Nejprve je nutné vypočítat osový kvadratický moment průřezu

$$I_p = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (18^4 - 14^4) = 3267 \text{ mm}^4 \quad (9)$$

kde $D = 18 \text{ mm}$ a $d = 14 \text{ mm}$ jsou vnější a vnitřní průměry pístnice. Dosazením poté můžeme vypočítat kritickou sílu vzpěru

$$F_V = \frac{f_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{p,ps}}{l_{ps}^2} = 38375 \text{ kN} \quad (10)$$

kde $F_{s01} = 1200 \text{ N}$ je maximální axiální zatížení v tlaku, $f_1 = \sqrt{2} \cdot \pi$ je součinitel uložení pro vetknutí na jedné straně a rotační posuvnou vazbu na druhé straně, $l_{ps} = 28 \text{ mm}$ je vzdálenost mezi vazbami a $E = 207 \text{ GPa}$ je Youngův modul pružnosti. Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability pro maximální axiální sílu na pístnici je

$$s_{V,ps} = \frac{F_{V,ps}}{F_{s01}} = 31979 \quad (11)$$

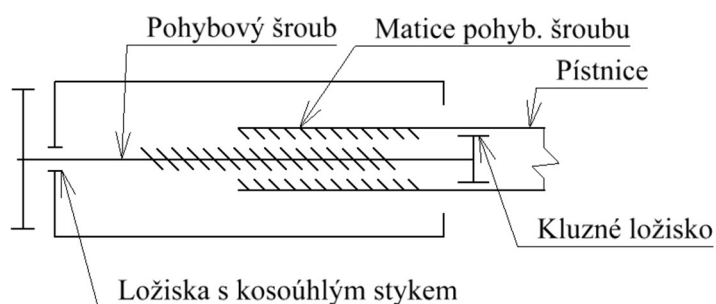
Jak můžeme vidět, bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability je více než dostačující.

4.3 KULIČKOVÝ ŠROUB

Přeměnu rotačního pohybu z elektromotoru, přeneseného přes rozvodovku obstarává dvojice kuličkových šroubů s pravým smyslem stoupání. Dále se budeme zabývat pouze jedním šroubem, jelikož jsou identické.

4.3.1 VAZBY KULIČKOVÉHO ŠROUBU

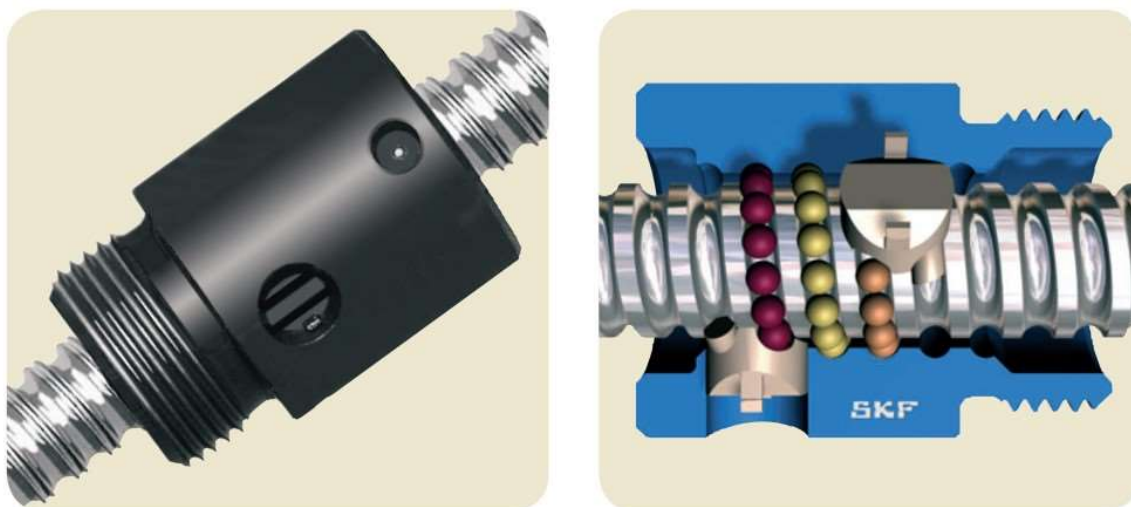
Šroub bude ukotven dvěma vazbami, jednou rotační a jednou posuvnou. V rotační vazbě se nacházejí kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jejichž úkolem je zamezit jak axiálnímu, tak radiálnímu pohybu. Na jedné straně ložisek se nachází převodovka, a na druhé samotný pohybový šroub. Posuvná vazba zamezuje pouze radiálnímu posuvu a je řešena jako kluzné ložisko vyrobené z tzv. Ultra-vysoko-molekulárního (Ultra High Molecular Weight – UHMW) polyethylenu, který má velmi nízké tření a je vhodný pro lineární vedení. Nachází se na konci pohybového šroubu a klouže uvnitř pohybující se pístnice.



Obr. 16 – Vazby pohybového šroubu

4.3.2 VÝBĚR KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Zvolen byl kuličkový šroub od výrobce SKF řady SD 12x5 R o stoupání $P_h = 5 \text{ mm}$ a jmenovitým průměru $d_0 = 12 \text{ mm}$. Základní statická únosnost šroubu je $C_0 = 5,3 \text{ kN}$ a základní dynamická únosnost pak $C = 4,2 \text{ kN}$. Tento pohybový šroub na rozdíl od jiných řad (např. BNK od výrobce THK) neumožňuje předpětí matice, ale vůle je stále minimální ($0,07 \text{ mm}$). Je vyroben se stupněm přesnosti ISO 7. Jeho výhodou, respektive výhodou jeho matice je její minimální vnější průměr a vnější závit umožňující jednoduchou integraci s pístnicí. Matice není zajištěna proti otáčení, toho bude dosaženo uchycením k břemenu pomocí ok bez kloubů [19].



Obr. 17 – Pohybový kuličkový šroub SD 12x5 a detail recirkulace kuliček [19]

Volba pohybového šroubu je ověřena kontrolou bezpečnosti vůči meznímu stavu vzpěrné stability a bezpečnosti vůči porušení vlivem vysokých otáček dle údajů z katalogu výrobce. Začneme s výpočtem osového kvadratického momentu pro malý průměr šroubu $d_2 = 9,3 \text{ mm}$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 9,3^4}{64} = 367,2 \text{ mm}^4 \quad (12)$$

ten dosadíme do (12) pro kritickou sílu vzpěru $F_{V,s}$ vůči meznímu stavu vzpěrné stability šroubu

$$F_V = \frac{f_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_p}{l^2} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 367,2}{72^2} = 293,6 \text{ kN} \quad (13)$$

kde $f_1 = 2$ je součinitel pro uložení s pevnou vazbou na jednom konci a posuvnou vazbou na druhém konci, $E = 210 \text{ GPa}$ je Youngův modul pružnosti oceli C45 ze které je šroub vyroben a $l = 72 \text{ mm}$ je vzdálenost mezi vazbami [20][21].

Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability pro maximální axiální sílu na jeden kuličkový šroub je

$$s_{V,s} = \frac{F_{V,s}}{F_{s01}} = \frac{293,6}{1,2} = 244,7 \quad (14)$$

Můžeme vidět, že dosažení mezního stavu vzpěrné stability nehrozí.

Při výběru kuličkového šroubu dále hrají roli dvě kritéria odvíjející se od jeho otáček. Prvním jsou maximální otáčky n_k , což jsou otáčky, které nesmí šroub překročit, aby nedošlo k jeho rezonanci a jsou dány vztahem

$$n_k = \frac{60 \cdot f_2^2}{2\pi \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_p}{\rho \cdot A_s}} = \frac{60 \cdot 3,927^2}{2\pi \cdot 0,072^2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,67 \cdot 10^{-10}}{7850 \cdot 6,793 \cdot 10^{-5}}} = 342700 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

kde $f_2 = 3,927$ je součinitel uložení, které bylo popsáno dříve, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ je hustota materiálu a $A_s = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 67,93 \text{ mm}^2$ je průřez šroubu [21][20].

Provozní otáčky n získáme ze vztahu

$$n = \frac{v_p \cdot 60}{P_h} = \frac{1,2 \cdot 60}{5} = 14,4 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

kde $P_h = 5 \text{ mm}$ je stoupání šroubu a $v_p = 1,2 \text{ mm/s}$ je zadaná rychlost posuvu. Výsledek ze vztahu (16) porovnáme s maximálními otáčkami n_k , pro bezpečnost vůči překročení maximálních dovolených otáček

$$s_n = \frac{n_k}{n} = \frac{3,4 \cdot 10^5}{14,4} = 23800 \quad (17)$$

Druhým kritériem je tzv. hodnota DN , která závisí na konkrétní konstrukci recirkulace kuliček v matici. Tato veličina může posloužit k porovnání jednotlivých modelů šroubů, jelikož její maximální velikost bývá zadána výrobcem. Pro šroub SD 12x5 je hodnota $DN_{max} = 50000 \text{ mm/min}$. Hodnota DN je určena součinem nominálního průměru šroubu d_0 a provozními otáčkami n . Dosazením otáček n do vztahu (18) získáme hodnotu DN pro naše provozní podmínky

$$DN = d_0 \cdot n = 12 \cdot 14,4 = 172,8 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \quad (18)$$

Výslednou hodnotu DN porovnáme s hodnotou DN_{max} pro bezpečnost

$$s_{DN} = \frac{DN_{max}}{DN} = \frac{50000}{172,8} = 290 \quad (19)$$

Obě kritéria vycházejí výrazně větší než jedna, k porušení šroubu a matice vlivem otáček tedy nedojde. Výsledná bezpečnost vůči porušení vlivem otáček je rovna hodnotě menší z nich [19]

$$s_{ot} = \min\{s_n, s_{DN}\} = \min\{23800, 290\} = 290 \quad (20)$$

4.3.3 TRVANLIVOST KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pro výpočet celkové trvanlivosti šroubu musíme znát nejprve jeho průměrné zatížení, jelikož při vysouvání a zasouvání na něj působí různě velké síly na různých vzdálenostech $F_{01} = 1200 \text{ N}$ a $F_{10} = 1200 \text{ N}$ na $L_b = 12 \text{ mm}$, $F_{02} = 800 \text{ N}$ a $F_{20} = 800 \text{ N}$ na $L_a = 6 \text{ mm}$

$$F_{avg} = \sqrt[3]{\frac{(F_{01}^3 \cdot L_b + F_{10}^3 \cdot L_b + F_{02}^3 \cdot L_a + F_{20}^3 \cdot L_a)}{2 \cdot L_a + 2 \cdot L_b}} = \quad (21)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{(1200^3 \cdot 12 + 1200^3 \cdot 12 + 800^3 \cdot 6 + 800^3 \cdot 6)}{2 \cdot 6 + 2 \cdot 12}} = 1097,7 \text{ N}$$

Průměrné zatížení dosadíme do následujícího vztahu pro trvanlivost kuličkového šroubu

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_{avg} \cdot f_w}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{4200}{1097,7 \cdot 1,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 14,4} = 19209 \text{ hodin} \quad (22)$$

kde $f_w = 1,5$ je faktor zatížení pro slabé vibrace a nárazy [21].

4.3.4 TOČIVÉ MOMENTY KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Aby bylo možné správně dimenzovat převodovku a elektromotor je nutné znát točivý moment který je potřeba k roztočení kuličkového šroubu pro dané zatížení. Ten závisí na účinnosti šroubu, která se dělí na tzv. přímou a nepřímou. Přímá účinnost se týká situace, kdy je šroub roztáčen elektromotorem a rotační pohyb šroubu je převáděn na lineární pohyb matice, zatímco nepřímá účinnost se projevuje v opačném případě, kdy je lineární pohyb matice převáděn na rotační pohyb šroubu. Začneme výpočtem přímé účinnosti

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \cdot \mu} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 12}{5}} = 0,96 \quad (23)$$

kde $\mu = 0,006$ je koeficient konkrétního modelu šroubu. Pokračujeme výpočtem nepřímé účinnosti

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta} = 2 - \frac{1}{0,96} = 0,95 \quad (24)$$

Jelikož se účinnosti ze vztahů (23) a (24) týkají nového kuličkového šroubu, výrobce doporučuje v následujících výpočtech použití tzv. praktické účinnosti η_p , která je průměrem hodnot účinností nového a zaběhaného šroubu

$$\eta_p = \eta \cdot 0,9 = 0,96 \cdot 0,9 = 0,86 \quad (25)$$

$$\eta'_p = \eta' \cdot 0,9 = 0,95 \cdot 0,9 = 0,86 \quad (26)$$

Nyní je možné zjistit potřebný točivý moment M_k pro vysouvání šroubu

$$M_{k01} = \frac{F_{01} \cdot P_h}{2\pi \cdot \eta_p} = \frac{1200 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,86} = 1,109 \text{ Nm} \quad (27)$$

$$M_{k20} = \frac{F_{20} \cdot P_h}{2\pi \cdot \eta_p} = \frac{800 \cdot 0,005}{2\pi \cdot 0,86} = 0,739 \text{ Nm} \quad (28)$$

Vypočítáme také brzdňý točivý moment nutný k zamezení rotace šroubu pro situaci „0“ a zpomalení rotace šroubu pro situace „20“ a „01“ dosazením nepřímé praktické účinnosti (26) do následujících vztahů

$$M_{k0} = \frac{F_0 \cdot P_h \cdot \eta'}{2\pi} = \frac{1000 \cdot 0,005 \cdot 0,86}{2\pi} = 0,759 \text{ Nm} \quad (29)$$

$$M_{k10} = \frac{F_{10} \cdot P_h \cdot \eta'}{2\pi} = \frac{1200 \cdot 0,005 \cdot 0,86}{2\pi} = 0,912 \text{ Nm} \quad (30)$$

$$M_{k02} = \frac{F_{02} \cdot P_h \cdot \eta'}{2\pi} = \frac{800 \cdot 0,005 \cdot 0,86}{2\pi} = 0,608 \text{ Nm} \quad (31)$$

Výpočty této kapitoly jsou podle katalogu SKF [19].

4.4 ROZVODOVKA

Jelikož náš aktuátor je typu duplex s jedním elektromotorem, je nutné mimo převodovky, která má za účel redukcí otáček využít i rozvodovku která bude distribuovat točivý moment mezi oba pohybové šrouby. Ta se bude skládat ze tří čelních ozubených kol s přímým ozubením, kde pastorek je vložený mezi kola. Jedná se tedy o převod s jedním vstupem a dvěma výstupy. Konstrukce rozvodovky vychází z minimálních možných rozměrů aktuátoru a převodového poměru. Ten není pevně dán, ale je důležité, aby převod byl do pomala. Přenos točivého momentu mezi ozubeným kolem a hřídelí pohybového šroubu je zajištěn jedním těsným perem a mezi pastorkem a hřídelí reduktoru dvěma. Axiálně je ozubené kolo zajištěno pojistnou maticí HIR-08 od výrobce Hiwin a pastorek pojistným kroužkem [22].

Dané hodnoty soukolí:

- Otáčky na výstupu $n_2 = n = 14,4 \text{ min}^{-1}$
- Maximální výstupní točivý moment $M_2 = M_{k01} = 1,109 \text{ Nm}$
- Vzdálenost osy pastorku a os ozubených kol $L_d = 30,4 \text{ mm}$
- Vzdálenost os ozubených kol $L_e = 35 \text{ mm}$
- Úhel záběru $\alpha_r = 20^\circ$

Zvolené hodnoty soukolí:

- Teoretický převodový poměr $i_t = 1,2$
- Modul $m = 0,8 \text{ mm}$
- Počet zubů pastorku $z_1 = 35$
- Šířka ozubení $b = 8 \text{ mm}$ - Šířka ozubení se běžně volí jako desetinásobek modulu

Teoretický počet zubů na kolech je součinem teoretického převodového poměru a počtu zubů pastorku

$$z_2 = z_3 = i_t \cdot z_1 = 1,2 \cdot 35 = 42 \quad (32)$$

z něj pak zvolíme počet zubů kol. Snížením počtu zubů kol se zmenší zástavbové rozměry rozvodovky

$$z_2 = z_3 = 41 \quad (33)$$

Průměr roztečných kružnic získáme součinem počtu zubů a modulu

$$d_1 = m \cdot z_1 = 0,8 \cdot 35 = 28 \text{ mm} \quad (34)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 0,8 \cdot 41 = 32,8 \text{ mm} \quad (35)$$

Průměry hlavových kružnic jsou součtem průměru roztečné kružnice a dvojnásobku modulu

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 28 + 2 \cdot 0,8 = 29,6 \text{ mm} \quad (36)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 32,8 + 2 \cdot 0,8 = 34,4 \text{ mm} \quad (37)$$

Mezera mezi hlavovými kružnicemi kol pohybových šroubů je pak

$$\delta_e = L_e - d_{a2} = 35 - 34,4 = 0,6 \text{ mm} \quad (38)$$

Skutečný převodový poměr je pro převod do pomala roven převodovému číslu

$$i_r = u_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{35} = 1,1714 \quad (39)$$

4.4.1 OTÁČKY A TOČIVÉ MOMENTY NA VSTUPU ROZVODOVKY

Otáčky na vstupu rozvodovky zjistíme pomocí otáček na výstupu a převodového poměru

$$n_1 = i_r \cdot n_2 = 1,1714 \cdot 14,4 = 16,87 \text{ min}^{-1} \quad (40)$$

Hodnoty točivých momentů na výstupu rozvodovky známe ze vztahů (27) až (31). Točivé momenty na vstupu získáme ze vztahů (41) až (45). Hodnoty jsou násobeny dvěma, jelikož pastorek otáčí dvěma ozubenými koly otáčejícími pohybové šrouby. Všechny hodnoty momentů jsou násobeny návrhovým součinitelem $k = 1,3$ zohledňujícím tření v ložiscích a soukolí a další možné nepříznivé vlivy.

Pro vysouvání šroubů:

$$M_{kr01} = \frac{2 \cdot M_{k01}}{i_r} \cdot k = \frac{2 \cdot 1,019}{1,1714} \cdot 1,3 = 2,462 \text{ Nm} \quad (41)$$

$$M_{kr20} = \frac{2 \cdot M_{k20}}{i_r} \cdot k = \frac{2 \cdot 0,739}{1,1714} \cdot 1,3 = 1,641 \text{ Nm} \quad (42)$$

Pro zasouvání a brždění šroubů:

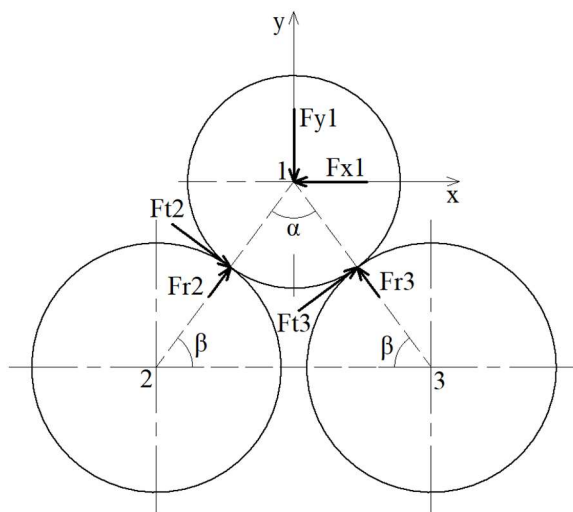
$$M_{kr0} = \frac{2 \cdot M_{k0}}{i_r} \cdot k = \frac{2 \cdot 0,759}{1,1714} \cdot 1,3 = 1,686 \text{ Nm} \quad (43)$$

$$M_{kr10} = \frac{2 \cdot M_{k10}}{i_r} \cdot k = \frac{2 \cdot 0,912}{1,1714} \cdot 1,3 = 2,024 \text{ Nm} \quad (44)$$

$$M_{kr02} = \frac{2 \cdot M_{k02}}{i_r} \cdot k = \frac{2 \cdot 0,608}{1,1714} \cdot 1,3 = 1,349 \text{ Nm} \quad (45)$$

4.4.2 SÍLY V OZUBENÍ

Při výpočtech zatížení soukolí bude výpočet vždy uveden obecně, a pak pro vysouvání a zasouvání aktuátoru. Silové zatížení na hřídeli pastorku od radiálních a obvodových sil při vysouvání aktuátoru je znázorněno na Obr. 18. Při zasouvání aktuátoru se změní velikost a směr obvodových sil a pouze velikost radiálních sil. Pastorek je označen „1“, kola pohybových šroubů „2“ a „3“, úhly trojúhelníku $\alpha = 70,3^\circ$ a $\beta = 54,85^\circ$. Pro další výpočty není důležité vědět směr výsledné vazbové reakce, ale pouze její velikost.



Obr. 18 – Zatížení pastorku od tangenciálních a radiálních sil kol při vysouvání aktuátoru

Nejprve vypočteme velikost obvodové síly F_t a radiální síly F_r . Jelikož jsou šrouby identické, jsou i velikosti sil kterými působí na pastorek stejné, tedy platí

$$F_t = F_{t2} = F_{t3} \quad (46)$$

$$F_r = F_{r2} = F_{r3} \quad (47)$$

Obvodovou sílu vypočteme dosazením točivých momentů pro jednotlivé situace ze vztahů (41) až (45) a roztečné kružnice kola. Obecně platí

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kr}}{d_1} \quad (48)$$

Pro vysouvání šroubů:

$$F_{t01} = \frac{2 \cdot M_{kr01}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,46}{0,028} = 175,8 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{t20} = \frac{2 \cdot M_{kr20}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,64}{0,028} = 117,2 \text{ N} \quad (50)$$

Pro zasouvání šroubů:

$$F_{t10} = \frac{2 \cdot M_{kr10}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,02}{0,028} = 144,5 \text{ N} \quad (51)$$

$$F_{t02} = \frac{2 \cdot M_{kr02}}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,35}{0,028} = 96,4 \text{ N} \quad (52)$$

Pomocí obvodové síly a úhlu záběru α_r , vypočteme i radiální sílu. Obecně

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_r \quad (53)$$

Pro vysouvání šroubů:

$$F_{r01} = F_{t01} \cdot \tan \alpha_r = 175,8 \cdot \tan 20^\circ = 63,9 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{r20} = F_{t20} \cdot \tan \alpha_r = 117,2 \cdot \tan 20^\circ = 42,7 \text{ N} \quad (55)$$

Pro zasouvání šroubů:

$$F_{r10} = F_{t10} \cdot \tan \alpha_r = 144,5 \cdot \tan 20^\circ = 52,6 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{r02} = F_{t02} \cdot \tan \alpha_r = 96,4 \cdot \tan 20^\circ = 35,1 \text{ N} \quad (57)$$

Velikost sil F_{x1} a F_{y1} stanovíme ze silových podmínek statické rovnováhy

$$\sum F_x = 0: F_{x1} = F_{t2} \cdot \sin \beta + F_{r2} \cdot \cos \beta + F_{t3} \cdot \sin \beta - F_{r3} \cdot \cos \beta \quad (58)$$

$$\sum F_y = 0: F_{y1} = -F_{t2} \cdot \cos \beta + F_{r2} \cdot \sin \beta + F_{t3} \cdot \cos \beta + F_{r3} \cdot \sin \beta \quad (59)$$

tudíž, obecně

$$F_{x1} = 2 \cdot F_t \cdot \sin \beta \quad (60)$$

$$F_{y1} = 2 \cdot F_r \cdot \sin \beta \quad (61)$$

konkrétní výpočet např.

$$F_{x01} = 2 \cdot F_{t01} \cdot \sin \beta = 2 \cdot 175,8 \cdot \sin 54,85^\circ = 287,5 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{y01} = 2 \cdot F_{r01} \cdot \sin \beta = 2 \cdot 63,9 \cdot \sin 54,85^\circ = 104,7 \text{ N} \quad (63)$$

Pro ostatní situace výpočet probíhá obdobně. Ze složek F_{x1} a F_{y1} je následně vypočtena výsledná vazbová reakce v ose pastorku

$$R_p = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} \quad (64)$$

Pro vysouvání šroubů:

$$R_{p01} = \sqrt{F_{x01}^2 + F_{y01}^2} = \sqrt{287,5^2 + 104,7^2} = 305,9 \text{ N} \quad (65)$$

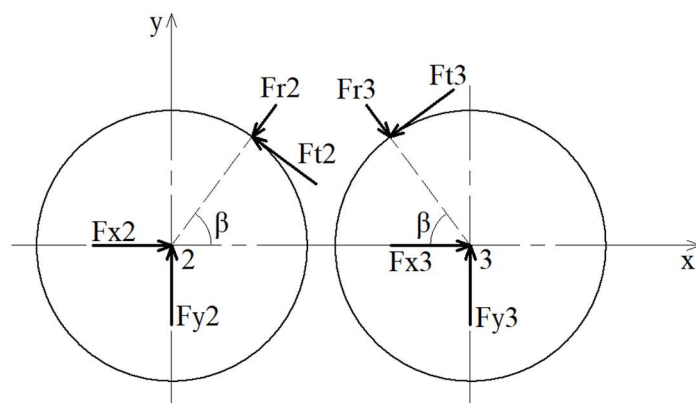
$$R_{p20} = \sqrt{F_{x20}^2 + F_{y20}^2} = \sqrt{220,7^2 + 69,8^2} = 231,5 \text{ N} \quad (66)$$

Pro zasouvání šroubů:

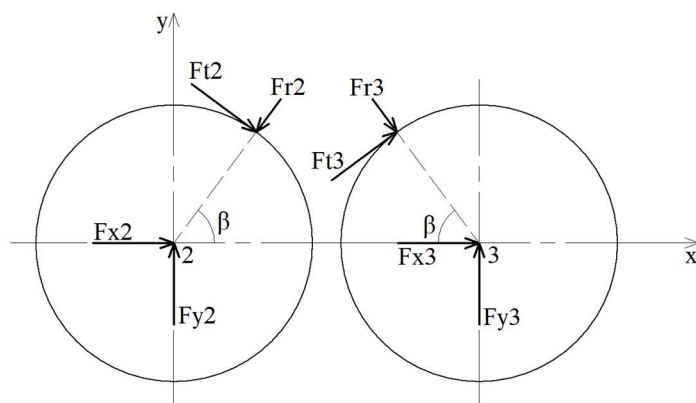
$$R_{p10} = \sqrt{F_{x10}^2 + F_{y10}^2} = \sqrt{272,2^2 + 86^2} = 285,4 \text{ N} \quad (67)$$

$$R_{p02} = \sqrt{F_{x02}^2 + F_{y02}^2} = \sqrt{181,4^2 + 57,4^2} = 190,3 \text{ N} \quad (68)$$

Pokračujeme výpočtem zatížení v osách ozubených kol. Na Obr. 19 jsou znázorněny obvodové a radiální síly při vysouvání aktuátoru, a na Obr. 20 při zasouvání aktuátoru. Díky symetrii lze provést výpočet pouze pro jedno kolo, výsledná velikost síly působící kolmo na osu kola bude stejná.



Obr. 19 – Obvodové a radiální síly na ozubených kolech při vysouvání aktuátoru



Obr. 20 - Obvodové a radiální síly na ozubených kolech při zasouvání aktuátoru

Velikosti sil v osách souřadného systému získáme ze silových podmínek statické rovnováhy

Pro vysouvání šroubů:

$$\sum F_x = 0: F_{x2} = F_{r2} \cdot \cos \beta + F_{t2} \cdot \sin \beta \quad (69)$$

$$\sum F_y = 0: F_{y2} = F_{r2} \cdot \sin \beta - F_{t2} \cdot \cos \beta \quad (70)$$

Pro zasouvání šroubů:

$$\sum F_x = 0: F_{x2} = F_{r2} \cdot \cos \beta - F_{t2} \cdot \sin \beta \quad (71)$$

$$\sum F_y = 0: F_{y2} = F_{r2} \cdot \sin \beta + F_{t2} \cdot \cos \beta \quad (72)$$

následuje výsledná vazbová reakce v ose kola

$$R_{k2} = R_{k3} = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} \quad (73)$$

Pro vysouvání šroubů:

$$R_{k01} = \sqrt{F_{x01}^2 + F_{y01}^2} = \sqrt{180,6^2 + 48,9^2} = 187,1 \text{ N} \quad (74)$$

$$R_{k20} = \sqrt{F_{x20}^2 + F_{y20}^2} = \sqrt{120,4^2 + 32,6^2} = 124,7 \text{ N} \quad (75)$$

Pro zasouvání šroubů:

$$R_{k10} = \sqrt{F_{x10}^2 + F_{y10}^2} = \sqrt{87,9^2 + 126,2^2} = 153,8 \text{ N} \quad (76)$$

$$R_{k02} = \sqrt{F_{x02}^2 + F_{y02}^2} = \sqrt{58,6^2 + 84,2^2} = 102,5 \text{ N} \quad (77)$$

4.4.3 VOLBA MATERIÁLU SOUKOLÍ A OVĚŘENÍ MODULU

Jelikož pastorek otáčí dvěma ozubenými koly je namáhán mnohem víc. Je tedy nutné ho buď vyrobit z kvalitnější oceli, nebo ho zakalit na vyšší tvrdost. Jako materiál kol i pastorku byla zvolena cementační ocel ČSN 14 220, s mezí únavy v dotyku $\sigma_{Hlim1} = 1500 \text{ MPa}$ a v ohybu $\sigma_{Flim1} = 425 \text{ MPa}$. Pastorek bude kalen na tvrdost $H_1 = 720 \text{ HV}$ a ozubená kola na $H_2 = 680 \text{ HV}$ podle Vickerse [23].

Následné výpočty slouží k ověření zvoleného modulu pomocí Lewisova součinitele tvaru. Jedná se pouze o orientační údaje, výsledný výpočtový modul by měl být řádově blízko zvolenému modulu. Zvolený modul může být však ještě měněn v závislosti na kontrole ozubení v dotyku a ohybu. Nejprve vydělíme mez únavy návrhovým součinitelem $k_n = 3$ pro dovolené napětí v ohybu pro pastorek

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{k_n} = \frac{425}{3} = 141,7 \text{ MPa} \quad (78)$$

Lewisův součinitel pak získáme z Obr. 21. Pro pastorek s počtem zubů $z_1 = 35$ v tabulce chybí hodnota, vypočteme jí pomocí lineární interpolace. $z_1 = 35$ se nachází mezi řádky tabulky pro 34 a 43 zubů. Tyto řádky jsou uvažovány jako body s počtem zubů jako x-ová souřadnice a Lewisovým součinitelem jako y-ová souřadnice. Což znamená

$$(x_0 ; y_0) = (34 ; 0,371) \quad (79)$$

$$(x_1 ; y_1) = (43 ; 0,397) \quad (80)$$

Výslednou hodnotu Lewisova součinitele pak získáme ze vzorce pro lineární interpolaci

$$y = y_0 + (x - x_0) \cdot \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} = 0,371 + (35 - 34) \cdot \frac{0,397 - 0,371}{43 - 34} = 0,374 \quad (81)$$

kde $y = Y_1$ je hledaný Lewisův součinitel a $x = z_1$ je počet zubů pastorku.

| počet zubů | upravený Lewisův součinitel tvaru | počet zubů | upravený Lewisův součinitel tvaru |
|------------|--------------------------------------|------------|--------------------------------------|
| z | Y | z | Y |
| (1) | (1) | (1) | (1) |
| 12 | 0,245 | 28 | 0,353 |
| 13 | 0,261 | 30 | 0,359 |
| 14 | 0,277 | 34 | 0,371 |
| 15 | 0,290 | 38 | 0,384 |
| 16 | 0,296 | 43 | 0,397 |
| 17 | 0,303 | 50 | 0,409 |
| 18 | 0,309 | 60 | 0,422 |
| 19 | 0,314 | 75 | 0,435 |
| 20 | 0,322 | 100 | 0,447 |
| 21 | 0,328 | 150 | 0,460 |
| 22 | 0,331 | 300 | 0,472 |
| 24 | 0,337 | 400 | 0,480 |
| 26 | 0,346 | hřeben | 0,485 |

Obr. 21 – Lewisův součinitel v závislosti na počtu zubů kola [23]

Výpočtový modul je minimální velikost modulu pro danou šířku soukolí a materiál

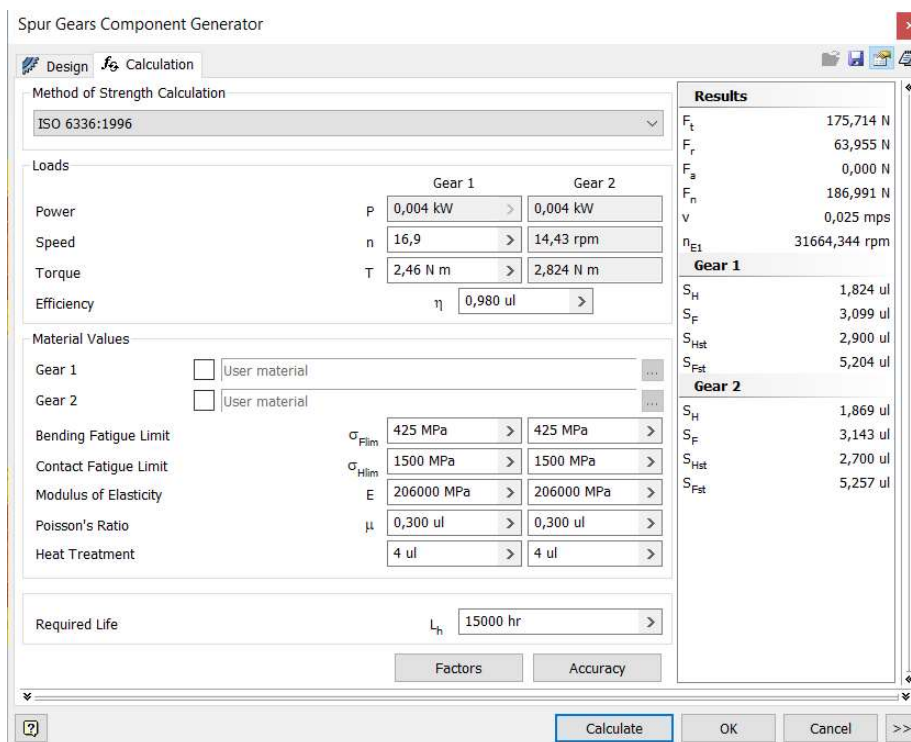
$$m_v = \frac{F_{t01}}{\sigma_{FD1} \cdot b \cdot Y_1} = \frac{175,8}{141,7 \cdot 8 \cdot 0,374} = 0,47 \text{ mm} \quad (82)$$

kde F_{t01} je maximální obvodová síla ze vztahu (49) a b je zvolená šířka soukolí. Zároveň provedeme i kontrolu šířky soukolí

$$b_v = \frac{F_{t01}}{\sigma_{FD1} \cdot m \cdot Y_1} = \frac{175,8}{141,7 \cdot 0,8 \cdot 0,374} = 4,15 \text{ mm} \quad (83)$$

Můžeme vidět, že zvolené hodnoty šířky soukolí a modulu jsou větší než výpočtové hodnoty. S návrhem soukolí se tedy pohybujeme na bezpečné straně [23].

Soukolí by se ještě mělo ověřit vůči mezi únavy v dotyku a ohybu, ale jejich analytické výpočty by mohly být samostatná bakalářská práce. Byly ale ověřeny alespoň orientačně pomocí programu Autodesk Inventor s výše uvedenými hodnotami a parametry. Na Obr 22. v pravém sloupci nazvaném „Gear 1“ což je pastorek, můžeme vidět, že nejnižší součinitel bezpečnosti je v dotyku $S_H = 1,824$. Soukolí je tedy s těmito parametry funkční.



Obr 22. – Kontrola ozubení v programu Autodesk Inventor

4.5 DRÁŽKY PRO PERO

Hřídele pohybových šroubů jsou s náboji ozubených kol spojeny těsnými pery, stejně tak hřídel reduktoru s pastorkem, kde jsou k přenášení většího momentu nutná pera dvě. Je důležité správně je dimenzovat pro maximální přenášený točivý moment. Výpočet velikosti drážek pro pero na hřídelích šroubů i reduktoru probíhá stejně, ale s rozdílnými velikostmi proměnných.

Pro hřídele šroubů:

Hřídel šroubu má průměr $d_s = 8 \text{ mm}$, se šířkou náboje kola $b_s = 10,7 \text{ mm}$. Pro tento průměr hřídele je šířka pera $b_p = 2 \text{ mm}$ a výška $h_p = 2 \text{ mm}$. Hloubka drážky v náboji je $t_{1p} = 0,9 \text{ mm}$ [24].

Základní hodnota tlaku na bocích drážky pro pero v ocelové hřídeli je $p_0 = 150 \text{ MPa}$, dovolený tlak pro střídavé zatížení s malými rázy pak je

$$p_D = 0,45 \cdot P_0 = 0,45 \cdot 150 = 67,5 \text{ MPa} \quad (84)$$

Maximální obvodovou sílu působící na pero získáme dosazením maximálního točivého momentu ze vztahu (27) a průměru hřídele šroubu

$$F_{t\check{s}} = \frac{2 \cdot M_{k01}}{d_h} = \frac{2 \cdot 1,11}{0,008} = 277,3 \text{ N} \quad (85)$$

Minimální délku pera získáme pak z následujícího vztahu

$$l_{s,min} = \frac{F_{tp}}{t_{1p} \cdot p_D} + b_p = \frac{277,3}{0,9 \cdot 67,5} + 2 = 6,6 \text{ mm} \quad (86)$$

Zvolená délka pera je pak nejbližší vyšší, což je $l_p = 8 \text{ mm}$ [23].

Pro hřídel reduktoru:

Na hřídeli reduktoru je nutné použít dvě těsná pera, jelikož přenáší větší točivý moment. Výpočet probíhá stejně jako pro pera na hřídelích šroubů, všechny hodnoty jsou stejné až na průměr hřídele reduktoru, který je $d_r = 6 \text{ mm}$. Obvodová síla na jedno pero je

$$F_{tr} = \frac{M_{kr01}}{d_r} = \frac{2,46}{0,006} = 410,3 \text{ N} \quad (87)$$

Minimální délka pera pak je

$$l_{r,min} = \frac{F_{tr}}{t_{1p} \cdot p_D} + b_p = \frac{410,3}{0,9 \cdot 67,5} = 8,8 \text{ mm} \quad (88)$$

Obě pera na hřídeli reduktoru byla zvolena s délkou $l_r = 10 \text{ mm}$ [23].

4.6 REDUKTOR

Pro redukci otáček bude využit čtyřstupňový planetový reduktor od výrobce Portescap, konkrétně model R22HT. Vyznačuje se velmi vysokým převodovým poměrem a kompaktními rozměry. Výrobce nabízí možnost úpravy hřídele na přání, čehož bylo využito a hřídel je prodloužena a jsou do ní vyfrézovány dvě drážky pro pero.

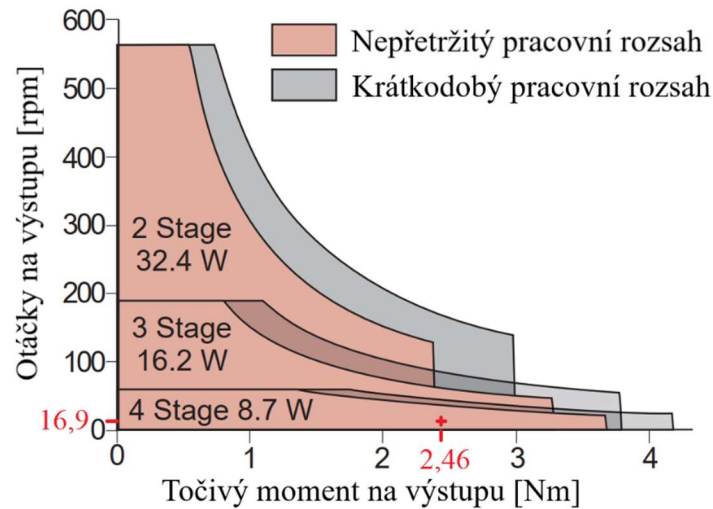
Reduktor disponuje vysokým převodovým poměrem $i_r = 560,6$, což je pro pohon BLDC motorem s vysokými provozními otáčkami nutnost. To s sebou však přináší relativně nízkou účinnost $\eta_r = 0,62$ a větší vůli v převodech $\delta_r = 1,9^\circ$. Maximální otáčky jsou $n_{max} = 12000 \text{ min}^{-1}$, hmotnost $m_r = 81 \text{ g}$ a průměr skříně $d_r = 22 \text{ mm}$ [25].



Obr. 23 – Reduktor R22HT [25]

Výběr reduktoru je ověřen následujícími jednoduchými výpočty. Ty se odvíjí od požadovaných otáček na výstupu a vstupu, maximálních dovolených otáček převodovky a motoru a požadovaných točivých momentů. Z točivého momentu pro vysouvání aktuátoru $M_{kr01} = 2,46 \text{ Nm}$ ze vztahu (41) a otáček na výstupu $n_1 = 16,9 \text{ min}^{-1}$ ze vztahu (40), je v katalogu výrobce nalezen reduktor schopný

toto zatížení přenášet pomocí následujícího diagramu provozních oblastí. Hodnoty otáček a točivého momentu jsou vyznačeny červeně.



Obr. 24 – Provozní oblasti převodovky R22HT [26]

Můžeme vidět, že pro požadované hodnoty je vhodná čtyřstupňový reduktor. Následně je vybrán vhodný převodový poměr $i_r = 560,6$ pomocí kterého jsou vypočteny vstupní otáčky a vstupní točivý moment. Otáčky získáme ze vztahu

$$n_m = i_r \cdot n_1 = 560,6 \cdot 16,9 = 9456 \text{ min}^{-1} \quad (89)$$

Pro maximální vstupní točivý moment potřebujeme účinnost převodovky $\eta_r = 0,62$ kterou dosadíme do následujícího vztahu.

$$M_{km} = \frac{M_{kr01}}{i_r \cdot \eta_r} = \frac{2,46}{560,6 \cdot 0,62} = 0,0071 \text{ Nm} = 7,082 \text{ Nmm} \quad (90)$$

Je patrné, že maximální otáčky nebyly překonány a požadované otáčky a točivý moment se nacházejí v provozní oblasti reduktoru a můžeme tedy pokračovat s výběrem elektromotoru [26].

4.7 ELEKTROMAGNETICKÁ BRZDA

Aktuátor je vybaven elektromagnetickou brzdou Combiperm P1 od výrobce KEB, umístěnou mezi reduktor a elektromotor. Jejím účelem je držení pozice v případě výpadku napájení a v případě kdy je nutné držet pozici ve výchozí poloze i mimo ni. Když je napájena, magnetické pole permanentních magnetů je vyrušeno elektromagnety, a brzda se může volně otáčet. Při výpadku proudu či zastavení napájení, elektromagnety přestanou rušit magnetické pole permanentních magnetů, které přitáhne kroužek na náboji hřídele k tělu brzdy, čímž vznikne tření a brzdící moment.

Brzda tedy v pasivním stavu aktuátoru nespotebovává žádnou energii, zatímco při pohybu aktuátoru je nominální napětí $U_b = 24 \text{ V}$ při výkonu $P_b = 8 \text{ W}$. Brzda je v celé sestavě reduktor-brzda-motor limitující co se týče otáček s maximální otáčkami $n_{max} = 10000 \text{ min}^{-1}$, které jsou relativně blízko provozním otáčkám $n_m = 9456 \text{ min}^{-1}$. Maximální točivý moment brzdy je $M_b = 0,15 \text{ Nm}$, brzda je schopna pracovat při teplotách od $T_{min} = -40^\circ\text{C}$ do $T_{max} = +120^\circ\text{C}$. Vnější průměr brzdy je menší než reduktoru a motoru a to $d_b = 18 \text{ mm}$. Při zapínání a vypínání brzdy nevznikají žádné zbytkové točivé momenty a uložení třecího kroužku na náboji je s nulovou vůlí, což vede k větší přesnosti pohybu aktuátoru [27]

Brzda je schopná držet maximální točivý moment $M_b = 150 \text{ Nmm}$, maximální moment, který musí udržet, je $M_{km} = 7,082 \text{ Nmm}$ ze vztahu (90). Bezpečnost proti prokluzu je tedy

$$s_b = \frac{M_b}{M_{km}} = \frac{150}{7,082} = 21,2 \quad (91)$$

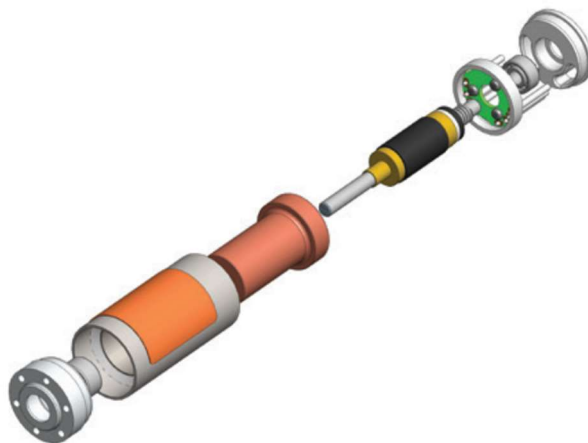


Obr. 25 – Elektromagnetická brzda Combiperme P1 [27]

4.8 ELEKTROMOTOR

Aktuátor bude poháněn BLDC motorem 22ECT35 10B-52.01 od výrobce Portescap. BLDC motory se vyznačují dobrou hustotou výkonu a kompaktními rozměry, jak je vidno z maximálního výkonu $P_{max} = 34 \text{ W}$ a hmotnosti motoru $m_e = 67 \text{ g}$. Maximální otáčky motoru jsou $n_{max} = 20000 \text{ min}^{-1}$ při nominálním napětí $U_n = 24 \text{ V}$. Maximální točivý moment pak $M_{max} = 19,9 \text{ Nmm}$. Motor je schopný pracovat při teplotách okolí od $T_{min} = -30^\circ\text{C}$ až $T_{max} = +100^\circ\text{C}$.

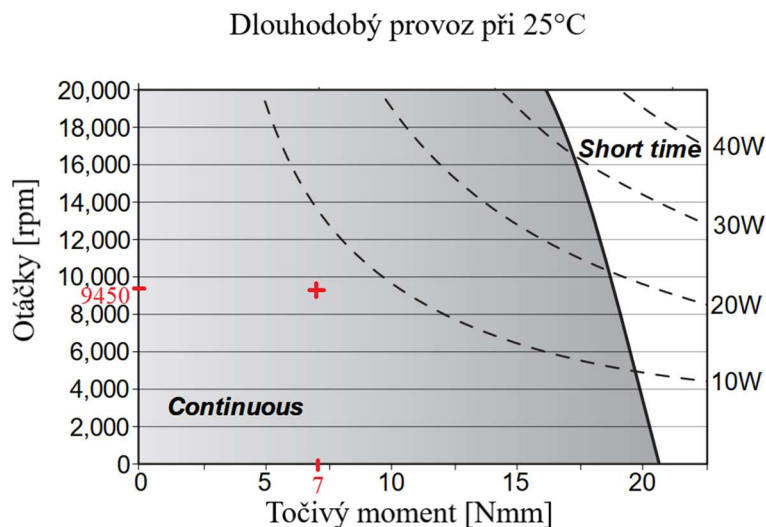
Bezkartáčová technologie využívající elektronickou komutaci také vede k menšímu opotřebení a delší životnosti. Díky permanentním magnetům je vztah mezi otáčkami a napětím lineární, což platí i pro vztah mezi točivým momentem a proudem. Výhodou použití převodovky i motoru od stejného výrobce je jejich snadná integrace díky totožnému vnějšímu průměru $d_m = 22 \text{ mm}$.



Obr. 26 – BLDC motor od výrobce Portescap [26].

Výrobce umožňuje stejně jako u reduktoru modifikaci hřídele, která je prodloužena, a na části je zvýšen její průměr pro zvýšení tuhosti. Motor je vybrán podle požadovaných otáček $n_m = 9456 \text{ min}^{-1}$ ze vztahu (89) a točivého momentu $M_{km} = 7,082 \text{ Nmm}$ ze vztahu (90) pomocí Obr. 27. Maximální

otáčky motoru $n_{max} = 20000 \text{ min}^{-1}$ jsou oproti provozním otáčkám více než dvojnásobné a k jejich překonání nedojde. Stejně tak překonání maximálního točivého momentu též nehrozí [26].

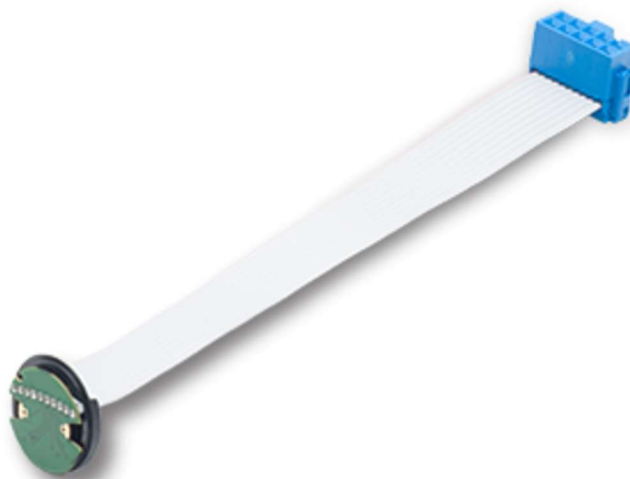


Obr. 27 – Provozní oblast BLDC motoru 22ECT35 [26]

4.9 ENKODÉR

Elektromotor je na zadní straně opatřen magnetickým enkodérem M-sense22, taktéž od výrobce Portescap. Stejně jako motor a převodovka, je i tento výrobek kompatibilní bez dalších úprav. Jeho účelem je sledování polohy natočení hřídele motoru, a tedy i polohu vysunutí pohybových šroubů. Jelikož se jedná o tzv. absolutní enkodér, poloha není určována vůči referenční hodnotě jako např. doraz při úplném zasunutí aktuátoru, ale enkodér je schopný ji určit v jakýkoliv moment. To znamená, že při každém zapnutí není třeba aktuátor znovu kalibrovat, ale poloha je okamžitě známa. Nevýhoda použití aktuátoru na motoru je, že pružnost komponent mezi pohybovým šroubem a motorem snižuje přesnost. To však lze kompenzovat pomocí filtrování výchozího signálu [6].

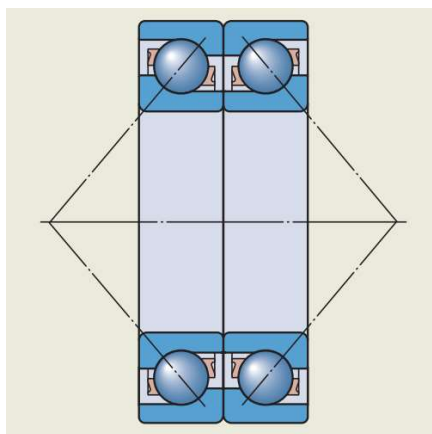
Na hřídeli se nachází permanentní magnet, jehož magnetické pole při otáčení prochází skrz dvě Hallovy sondy vzájemně pootočené o 90°, které posílají údaje o rychlosti a poloze řídicí elektronice aktuátoru. Poloha hřídele je snímána s přesností $\varphi_m = 1,5^\circ$. Jmenovité napětí enkodéru je $U_{en} = 5 \text{ V}$, maximální otáčky $n_{en \max} = 120000 \text{ min}^{-1}$, rozmezí teplot okolí od $T_{min} = -40^\circ\text{C}$ až $T_{max} = +125^\circ\text{C}$ a hmotnost $m_{en} = 6 \text{ g}$. Magnetické enkodéry jsou vhodné pro použití v prostředí s velkými vibracemi a vysokými teplotami [28].



Obr. 28 – Magnetický enkodér M-sense22 [29].

4.10 LOŽISKA S KOSOÚHLÝM STYKEM

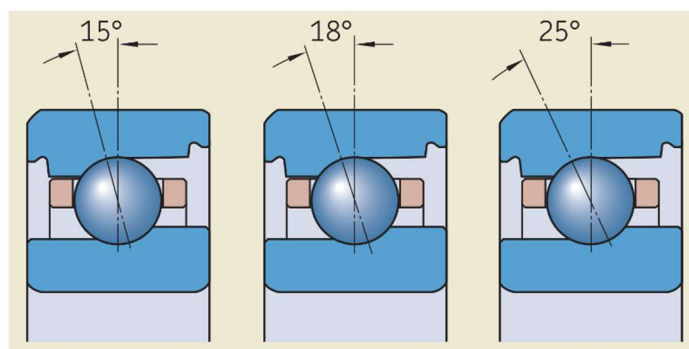
V každém pohybovém šroubu jsou čtyři ložiska s kosoúhlým stykem SKF 719/9 ACE/P4A přenášející radiální zatížení od soukolí rozvodovky a axiální zatížení, jak statické, tak od hmotnosti břemene. Oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků těchto ložisek jsou vůči sobě přesazené, umožňující předpětí zvyšující tuhost, což je činí ideálním kandidátem pro využití v této aplikaci. Pro přenášení axiálního zatížení v obou směrech je nutné použít dvě dvojice ložisek uložené zády k sobě, tedy do „O“. Na Obr. 29 můžeme vidět uložení do „O“ pro sadu dvou ložisek, pro sadu čtyř ložisek by na každé straně byly dvě ložiska místo jednoho. Toto uložení je relativně tuhé a je vhodnější k přenášení radiálních zatížení, než uložení čelem k sobě neboli do „X“. Čtveřice ložisek je schopná přenášet axiální zatížení v obou směrech, avšak vždy ho přenáší pouze dvě ložiska. Zatěžovací přímky se rozbíhají od ložisek, takže sada ložisek lépe odolává ohybovému momentu [30].



Obr. 29 – Uspořádání ložisek do „O“ [31].

Výrobce SKF nabízí ložiska rozdělená do řad a provedení podle velikosti a vhodného způsobu využití. Z názvu ložisek 719/9 ACE/P4A můžeme vidět:

- „719“ – Ložiska patří do tzv. „velmi lehké řady“, vhodné pro vysoké otáčky a nižší zatížení
- „9“ – Průměr vnitřního kroužku je 9 mm
- „AC“ – Stykový úhel je 25°. Větší stykový úhel umožňuje přenášet větší axiální zatížení
- „E“ – Ložiska v tomto provedení mají maximální počet kuliček umožňující vysoké otáčky a střední zatížení
- „P4A“ – Třída přesnosti ložisek udávající toleranci rozměrů vnitřního a vnějšího kroužku.



Obr. 30 – Stykové úhly ložisek SKF. Pro řadu 729 ACD je 25° [30]

Pro výpočty trvanlivosti je pak důležitá základní dynamická únosnost, pro jedno ložisko je $C_{\text{ložisko}} = 1,95 \text{ kN}$ a základní statická únosnost je $C_0 \text{ ložisko} = 0,765 \text{ kN}$. Použitím čtyř ložisek se mění výsledné statické a dynamické únosnosti podle Obr. 31 [30].

Výpočtové součinitele pro sady ložisek

| Počet ložisek v sadě | Výpočtový součinitel | |
|----------------------|---|--|
| | pro Základní dynamická únosnost C | Základní statická únosnost C ₀ |
| 2 | 1,62 | 2 |
| 3 | 2,16 | 3 |
| 4 | 2,64 | 4 |
| 5 | 3,09 | 5 |

Obr. 31 – Výpočtové součinitele sady ložisek [30]

Pro čtyři ložiska v sadě je výsledná základní dynamická únosnost

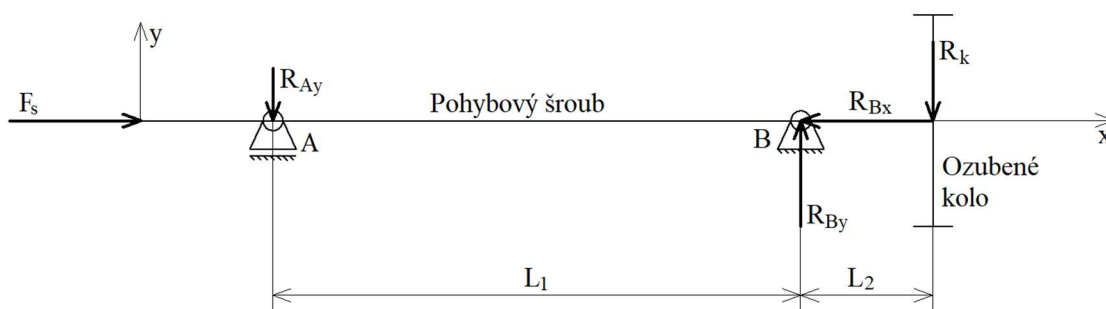
$$C = 2,64 \cdot C_{\text{ložisko}} = 5,15 \text{ kN} \quad (92)$$

a základní statická únosnost je

$$C_0 = 4 \cdot C_{0 \text{ ložisko}} = 3,06 \text{ kN} \quad (93)$$

4.10.1 REAKČNÍ SÍLY V LOŽISCÍCH

Ložiska jsou ztížena axiálním i radiálním zatížením, jak můžeme vidět na Obr. 32. Síla F_s je proměnlivé axiální zatížení měnící se podle situace, její velikosti byly spočítány ve vztazích (6) až (8). Síla R_k je výslednou vazbovou reakcí na hřídeli ozubeného kola (tedy pohybovém šroubu), je taktéž proměnlivé velikosti a byla vypočtena ve vztazích (74) až (77). Lokální souřadný systém je volen jako rovina protínající osu pohybového šroubu a sílu R_k . Vazba „A“ je vodící kroužek pístnice popsany v kapitole 4.12, vazba „B“ jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Vazby jsou od sebe vzdáleny o $L_1 = 92,3 \text{ mm}$ a vazba „B“ je od ozubeného kola vzdálena o $L_2 = 19,7 \text{ mm}$.



Obr. 32 – Zatížení ložisek pohybového šroubu

Velikosti zatížení v ložiscích zjistíme ze silových podmínek statické rovnováhy. Obecně platí

$$\sum F_x = 0: R_{Bx} = F_s \quad (94)$$

$$\sum F_y = 0: R_{By} = R_{Ay} + R_k \quad (95)$$

$$\sum M_{Bz} = 0: R_{Ay} \cdot L_1 = R_k \cdot L_2 \quad (96)$$

a tudíž

$$R_{Ay} = R_k \cdot \frac{L_2}{L_1} \quad (97)$$

$$R_{By} = R_k \cdot \left(1 + \frac{L_2}{L_1}\right) \quad (98)$$

Síla R_{Ay} je radiálním zatížením vodícího kroužku a její velikost bude určena později, velikosti radiálního zatížení ložisek určíme dosazením do vztahu (98):

Pro vysouvání šroubu:

$$R_{By01} = R_{k01} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{L_1}\right) = 187,1 \cdot \left(1 + \frac{19,7}{92,3}\right) = 227 \text{ N} \quad (99)$$

$$R_{By20} = R_{k20} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{L_1}\right) = 124,7 \cdot \left(1 + \frac{19,7}{92,3}\right) = 151,4 \text{ N} \quad (100)$$

Pro zasouvání šroubu:

$$R_{By10} = R_{k10} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{L_1}\right) = 153,8 \cdot \left(1 + \frac{19,7}{92,3}\right) = 186,6 \text{ N} \quad (101)$$

$$R_{By02} = R_{k02} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{L_1}\right) = 102,5 \cdot \left(1 + \frac{19,7}{92,3}\right) = 124,4 \text{ N} \quad (102)$$

Velikosti axiálního zatížení ložisek pak dosazením do vztahu (94):

Pro vysouvání šroubu:

$$R_{Bx01} = F_{s01} = 1200 \text{ N} \quad (103)$$

$$R_{Bx20} = F_{s20} = 800 \text{ N} \quad (104)$$

Pro zasouvání šroubu:

$$R_{Bx10} = F_{s10} = 1200 \text{ N} \quad (105)$$

$$R_{Bx02} = F_{s02} = 800 \text{ N} \quad (106)$$

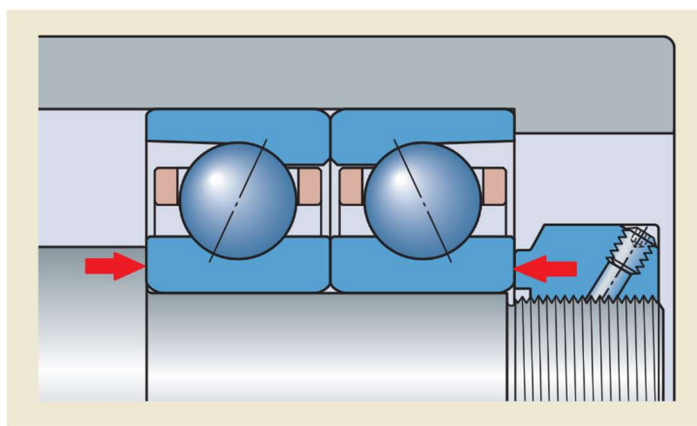
4.10.2 PŘEDPĚTÍ LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

Vzájemným nastavením vnitřních kroužků ložisek s kosoúhlým stykem v uspořádání do „O“, v axiálním směru, vzniká předpětí výrazně zvyšující jejich tuhost. Na Obr. 33 je znázorněno dosažení předpětí nastavením vnitřních kroužků, využitě i na našem aktuátoru.

Ložiska jsou již vyrobena s předem definovanou hodnotou předpětí, výrobce pro řadu 72 CD nabízí čtyři třídy předpětí od $G_A = 17 \text{ N}$ po $G_C = 100 \text{ N}$. Byla zvolena střední třída $G_B = 50 \text{ N}$. Výsledné provozní předpětí se může výrazně lišit od výrobního předpětí kvůli působení negativních vlivů, jako jsou například úchytky geometrického tvaru hřídele, odstředivá síla, či teplotní roztažnost. Provozní předpětí G_m pro ložiska v ocelovém či litinovém tělese na ocelové hřídeli a pak lze určit z následujícího výpočtu

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_{HC} \cdot G_C = 1,03 \cdot 0,99 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 50 = 53,02 \text{ N} \quad (107)$$

kde $f = 1,03$ je součinitel pro výpočet předpětí dle řady ložiska, $f_1 = 0,99$ je opravný součinitel dle úhlu styku, $f_2 = 1,04$ je opravný součinitel dle třídy předpětí, $f_{HC} = 1$ je opravný součinitel pro hybridní ložiska a $G_C = 50 \text{ N}$ je předem stanovené předpětí před montáží [30].



Obr. 33 – Předpětí ložisek s kosoúhlým stykem [30]

4.10.3 EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

Jelikož ložiska s kosoúhlým stykem přenáší mimo axiálního zatížení i radiální zatížení, které je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod úhlem vzhledem k ose ložiska vyvolávající další vnitřní axiální zatížení, je nutné vypočítat tzv. „ekvivalentní zatížení“, které tento jev zohledňuje.

Při výpočtu ekvivalentního zatížení, je potřeba brát ohled i na předpětí, v závislosti na poměru jeho velikosti vůči vnějšímu axiálnímu zatížení ložisek, kontrola probíhá pomocí těchto vztahů

$$R_{Bx} \leq 3 \cdot G_m \rightarrow F_a = G_m + 0,67 \cdot R_{Bx} \quad (108)$$

$$R_{Bx} > 3 \cdot G_m \rightarrow F_a = R_{Bx} \quad (109)$$

kde R_{Bx} je vnější axiální síla působící na ložiska, F_a je axiální složka ekvivalentního zatížení ložiska a G_m je provozní předpětí ložisek. Dosazením nejmenší hodnoty R_{Bx} , ověříme, který z předchozích vztahů pro axiální sílu bude dále použit

$$R_{Bx20} = 800 \text{ N} \quad (110)$$

$$3 \cdot G_m = 159,06 \text{ N} \quad (111)$$

$$800 > 159,06 \quad (112)$$

i nejmenší axiální zatížení ložisek je větší než trojnásobek provozního předpětí a bude tedy využit vztah (109).

Dále je nutné porovnat velikost axiálního zatížení vůči radiálnímu zatížení a pro výpočtové součinitele ekvivalentního zatížení. Pro ložiska s kosoúhlým stykem zády k sobě (do „O“), platí

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (113)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (114)$$

kde P je ekvivalentní zatížení, $F_r = R_{By}$ je radiální složka ekvivalentního zatížení a e, Y_1, X_2, Y_2 jsou výpočtové součinitele, které zjistíme z Obr. 34

| Součinitele 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 |
| Stykový úhel 18° (Zadní přídavné označení FE nebo FB) | | | | | |
| – | 0,57 | 0,7 | 1,09 | 1,63 | 0,84 |
| Stykový úhel 25° (Zadní přídavné označení ACD, ACE nebo ACB) | | | | | |
| – | 0,68 | 0,67 | 0,92 | 1,41 | 0,76 |

Obr. 34 – Součinitele ekvivalentního zatížení ložisek s kosoúhlým stykem [30]

Pro stykový úhel 25° vybíráme hodnoty z posledního řádku Obr. 34:

$$e = 0,68 \quad (115)$$

$$X_2 = 0,67 \quad (116)$$

$$Y_1 = 0,92 \quad (117)$$

$$Y_2 = 1,41 \quad (118)$$

$$Y_0 = 0,76 \quad (119)$$

Nyní můžeme porovnat podíl axiálního a radiálního zatížení se součinitelem e pro výběr správného vztahu pro výpočet ekvivalentního zatížení

Pro vysouvání šroubu:

$$\frac{R_{Bx01}}{R_{By01}} = \frac{1200}{227} = 5,3 > e = 0,68 \quad (120)$$

$$\frac{R_{Bx20}}{R_{By20}} = \frac{800}{151,4} = 5,3 > e = 0,68 \quad (121)$$

Pro zasouvání šroubu:

$$\frac{R_{Bx10}}{R_{By10}} = \frac{1200}{186,6} = 6,4 > e = 0,68 \quad (122)$$

$$\frac{R_{Bx02}}{R_{By02}} = \frac{800}{124,4} = 6,4 > e = 0,68 \quad (123)$$

Všechny podíly jsou větší než součinitel e , pro výpočet ekvivalentního zatížení použijeme vztah (114).

Pro vysouvání šroubu:

$$P_{01} = X_2 \cdot R_{By01} + Y_2 \cdot R_{Bx01} = 0,67 \cdot 227 + 1,41 \cdot 1200 = 1844,1 \text{ N} \quad (124)$$

$$P_{20} = X_2 \cdot R_{By20} + Y_2 \cdot R_{Bx20} = 0,67 \cdot 151,4 + 1,41 \cdot 800 = 1229,4 \text{ N} \quad (125)$$

Pro zasouvání šroubu:

$$P_{10} = X_2 \cdot R_{By10} + Y_2 \cdot R_{Bx10} = 0,67 \cdot 186,6 + 1,41 \cdot 1200 = 1817,1 \text{ N} \quad (126)$$

$$P_{02} = X_2 \cdot R_{By02} + Y_2 \cdot R_{Bx02} = 0,67 \cdot 124,4 + 1,41 \cdot 800 = 1211,4 \text{ N} \quad (127)$$

4.10.4 TRVANLIVOST LOŽISEK S KOSOUHLÝM STYKEM

V předchozí kapitole jsme zjistili velikost ekvivalentního dynamického zatížení pro všechny situace aktuátoru. Ty nyní můžeme dosadit do rovnice pro základní trvanlivost ložiska, která v obecném tvaru vypadá takto

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (128)$$

kde C je základní dynamická únosnost, P je ekvivalentní dynamické zatížení, $a = 3$ je součinitel pro ložiska s bodovým stykem a n jsou otáčky pohybového šroubu. Pro konkrétní situace pak platí

Pro vysouvání šroubu:

$$L_{01} = \left(\frac{C}{P_{01}}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{5,15}{1,84}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 14,4} = 25178 \text{ hodin} \quad (129)$$

$$L_{20} = \left(\frac{C}{P_{20}}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{5,15}{1,23}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 14,4} = 84978 \text{ hodin} \quad (130)$$

Pro zasouvání šroubu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{10}}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{5,15}{1,82}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 14,4} = 26320 \text{ hodin} \quad (131)$$

$$L_{02} = \left(\frac{C}{P_{02}}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{5,15}{1,21}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 14,4} = 88832 \text{ hodin} \quad (132)$$

Index „10“ u základní dynamické únosnosti byl ve výpočtech výše nahrazen indexem pro konkrétní situace.

Pro výpočet základní trvanlivosti je nutné zohlednit rozdílnou dobu trvání jednotlivých zatížení. Tu určíme jako zlomek z doby jednoho cyklu, pomocí vzdáleností uražených během jednotlivých situací. Celková vzdálenost jednoho cyklu je

$$L_{cyc} = 2 \cdot L_c = 2 \cdot 18 = 36 \text{ mm} \quad (133)$$

pro jednotlivé situace pak platí

$$t_{01} = \frac{L_b}{L_{cyc}} = \frac{12}{36} = \frac{1}{3} \quad (134)$$

$$t_{20} = \frac{L_a}{L_{cyc}} = \frac{6}{32} = \frac{1}{6} \quad (135)$$

$$t_{10} = \frac{L_b}{L_{cyc}} = \frac{12}{36} = \frac{1}{3} \quad (136)$$

$$t_{02} = \frac{L_a}{L_{cyc}} = \frac{6}{36} = \frac{1}{6} \quad (137)$$

pro celý cyklus pak platí

$$t_{cyc} = t_{01} + t_{20} + t_{10} + t_{02} = \frac{1}{3} + \frac{1}{6} + \frac{1}{3} + \frac{1}{6} = 1 \quad (138)$$

Výsledná základní trvanlivost pro celý cyklus zohledňující rozdílná zatížení pak je

$$L_{10,cyc} = \frac{1}{\frac{t_{01}}{L_{01}} + \frac{t_{20}}{L_{20}} + \frac{t_{10}}{L_{10}} + \frac{t_{02}}{L_{02}}} = \quad (139)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{3 \cdot 2,5 \cdot 10^4} + \frac{1}{6 \cdot 8,5 \cdot 10^4} + \frac{1}{3 \cdot 2,6 \cdot 10^4} + \frac{1}{6 \cdot 8,9 \cdot 10^4}} = 33000 \text{ hodin}$$

Ložiska mají více než dvojnásobnou trvanlivost oproti zadání, limitujícím faktorem ložisek je jejich statická únosnost, jak uvidíme dále [30].

4.10.5 EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

K porovnání skutečného zatížení sady ložisek se základní statickou únosností slouží ekvivalentní statické zatížení. Jedná se o hypotetické zatížení, které by způsobilo stejné maximální zatížení valivého tělesa ložiska jako skutečné zatížení.

Pro ložiskové sady v uspořádání do „O“ se vypočítá podle následujícího vztahu

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (140)$$

kde $F_r = R_{By}$ je radiální zatížení působící na ložiskovou sadu, $F_a = R_{Bx}$ je axiální zatížení působící na ložiskovou sadu a $Y_0 = 0,76$ je výpočtový součinitel závislý na stykovém úhlu, z posledního řádku na Obr. 34. Pro maximální zatížení odpovídající situaci „01“ platí

$$P_{01} = R_{By01} + Y_0 \cdot R_{Bx01} = 227 + 0,76 \cdot 1200 = 1372,5 \text{ N} \quad (141)$$

kde index „0“ u ekvivalentního zatížení je nahrazen indexem pro situaci „01“.

4.10.6 STATICKÁ ÚNOSNOST LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM

Vztah pro bezpečnost vůči statickému zatížení se získá pomocí ekvivalentního statického zatížení a základní statické únosnosti. Musí platit

$$C_0 \geq s_0 \cdot P_0 \quad (142)$$

kde $C_0 = 3,06 \text{ kN}$ je základní statická únosnost sady ložisek ze vztahu (93), $s_0 = 2$ je součinitel statické bezpečnosti valivého elementu, platný pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a ocelovými kuličkami a $P_0 = P_{01}$ je maximální ekvivalentní statické zatížení. Když dosadíme, platí

$$s_0 \cdot P_0 = 2 \cdot 1,37 = 2,74 \text{ kN} \quad (143)$$

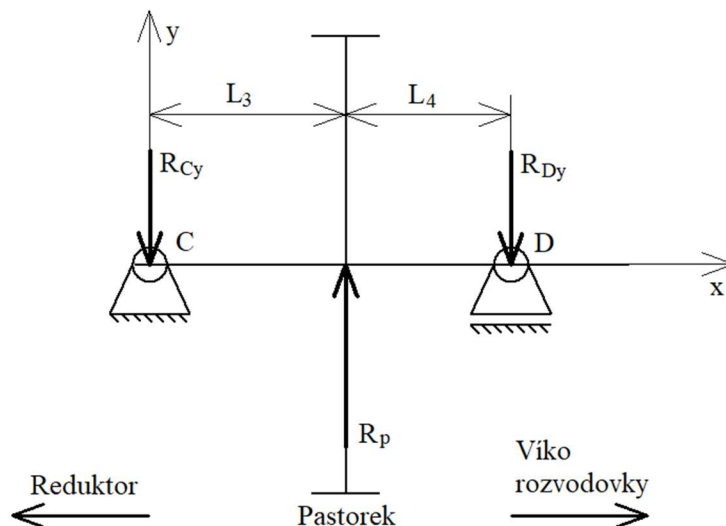
$$3,06 > 2,74 \quad (144)$$

Ložiska s kosoúhlým stykem splňují požadavky na trvanlivost i statickou únosnost, byla tedy správně zvolena [30].

4.11 RADIÁLNÍ KULIČKOVÉ LOŽISKO NA HŘÍDELI PASTORKU

Jelikož reduktor je limitován maximální radiální silou a zatížení pastorku je relativně velké, je hřídel na opačné straně od reduktoru podepřena radiálním kuličkovým ložiskem. To nepřenáší žádné axiální zatížení a na hřídeli je uloženo axiálně volně, zatímco vnější kroužek ložiska je nalisován do skříně rozvodovky.

Bylo vybráno kuličkové radiální ložisko 618/6 od výrobce SKF. Toto ložisko je na Obr. 35 znázorněno jako vazba „D“ a ložisko reduktoru je znázorněno jako vazba „C“. Vzdálenost mezi reduktorem a pastorkem je $L_3 = 9,8 \text{ mm}$ a mezi pastorkem a kuličkovým radiálním ložiskem $L_4 = 7,2 \text{ mm}$. Lokální souřadný systém je volen jako rovina protínající výslednou vazbovou reakci R_p v ose pastorku a osu pastorku. Všechna zatížení jsou v jedné rovině, takže tento prostor je dvourozměrný.



Obr. 35 – zatížení hřídele pastorku

Výsledné vazbové účinky vypočteme ze silových podmínek statické rovnováhy, která je v tomto případě

$$\sum F_x = 0: \emptyset \quad (145)$$

$$\sum F_y = 0: R_p = R_{Cy} + R_{Dy} \quad (146)$$

$$\sum M_{Cz} = 0: R_p \cdot L_3 = R_{Dy} \cdot (L_3 + L_4) \quad (147)$$

z čehož vyplývá

$$R_{Dy} = R_p \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} \quad (148)$$

$$R_{Cy} = R_p - R_{Dy} = R_p \cdot \left(1 - \frac{L_3}{L_3 + L_4}\right) \quad (149)$$

Pro konkrétní situace pak síla R_{Dy} nabývá velikosti v závislosti na výsledné vazbové reakci v ose pastorku

Pro vysouvání šroubů:

$$R_{Dy01} = R_{p01} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} = \frac{9,8}{9,8 + 7,2} = 176,4 \text{ N} \quad (150)$$

$$R_{Dy20} = R_{p20} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} = \frac{9,8}{9,8 + 7,2} = 133,4 \text{ N} \quad (151)$$

Pro zasouvání šroubů:

$$R_{Dy10} = R_{p10} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} = \frac{9,8}{9,8 + 7,2} = 164,5 \text{ N} \quad (152)$$

$$R_{Dy02} = R_{p02} \cdot \frac{L_3}{L_3 + L_4} = \frac{9,8}{9,8 + 7,2} = 109,7 \text{ N} \quad (153)$$

Velikost síly R_{Cy} nebudeme zjišťovat, jelikož výrobce nspecifikoval jaké ložisko je v reduktoru, tudíž se jím dál nebudeme zabývat.

4.11.1 TRVANLIVOST RADIÁLNÍHO KULIČKOVÉHO LOŽISKA

Jelikož ložisko „D“ je zatěžováno pouze radiálně, není nutné určovat ekvivalentní zatížení jako u ložisek s kosoúhlým stykem. Abychom ale mohli vypočítat trvanlivost ložiska zohledňující všechny situace aktuátoru, potřebujeme různá zatížení nahradit jednou silou, pomocí následujícího vztahu

$$F_{avg} = \sqrt[3]{\frac{1}{t_{cyc}} \cdot (R_{Dy01}^3 \cdot t_{01} + R_{Dy20}^3 \cdot t_{20} + R_{Dy10}^3 \cdot t_{10} + R_{Dy02}^3 \cdot t_{02})} = \quad (154)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1}{1} \cdot \left(176,4^3 \cdot \frac{1}{3} + 133,4^3 \cdot \frac{1}{6} + 164,5^3 \cdot \frac{1}{3} + 109,7^3 \cdot \frac{1}{6} \right)} = 157,8 \text{ N}$$

kde $t_{cyc} = 1$ je poměrná doba trvání jednoho cyklu a $t_{01} = t_{10} = \frac{1}{3}$ a $t_{20} = t_{02} = \frac{1}{6}$ jsou doby trvání jednotlivých situací aktuátoru. Tyto veličiny jsou popsány v kapitole 4.10.4.

Základní výpočtovou trvanlivost ložiska pak vypočteme vztahem (155), za dosazení základní dynamické únosnosti, která má pro ložisko 618/6 velikost $C = 0,715 \text{ kN}$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{avg} \cdot a_f} \right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{715}{157,8 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 16,9} = 92000 \text{ hodin} \quad (155)$$

kde $a_f = 1,2$ je provozní součinitel pro běžná ozubená soukolí a $a = 3$ je součinitel pro ložiska s bodovým stykem [23].

4.12 VODÍCÍ KROUŽEK PÍSTNICE

Vodící kroužek pístnice slouží k lineárnímu vedení pístnice a matice pohybového šroubu a přenášení malého radiálního zatížení vyvolaného silami v ozubení. Ačkoliv se běžně používá v hydraulických aktuátorech, byl zvolen i do našeho EMA, kde bude plnit tu stejnou funkci, a to zamezení přímému kontaktu pístnice s válcem. Byl použit vodící kroužek F01 od výrobce SKF. Můžeme ho vidět na Obr. 36, jako černý kroužek s obdélníkovým průřezem, Nejprve potřebujeme znát maximální velikost radiální síly působící na kroužek. Tu zjistíme podle vztahu

$$R_{Ay,max} = R_{k01} \cdot \frac{L_2}{L_1} = 187,1 \cdot \frac{19,7}{92,3} = 39,9 \text{ N} \quad (156)$$

kde R_{k01} je maximální výsledná vazbová reakce v ose šroubu, L_1 je vzdálenost mezi kroužkem a ložisky s kosoúhlým stykem a L_2 je vzdálenost od ložisek k ozubenému kolu. Minimální šířka kroužku je určena následujícím jednoduchým výpočtem

$$b_{k,min} = \frac{R_{Ay,max} \cdot f}{p \cdot D} + 2 = \frac{39,9 \cdot 2}{3 \cdot 21} + 2 = 3,27 \text{ mm} \quad (157)$$

Kde $f = 2$ je návrhový součinitel doporučený výrobcem, $p = 3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ je maximální doporučený tlak pro materiál SKF Ecoflon 2 a $D = 21 \text{ mm}$ je průměr díry v přírubě válce.

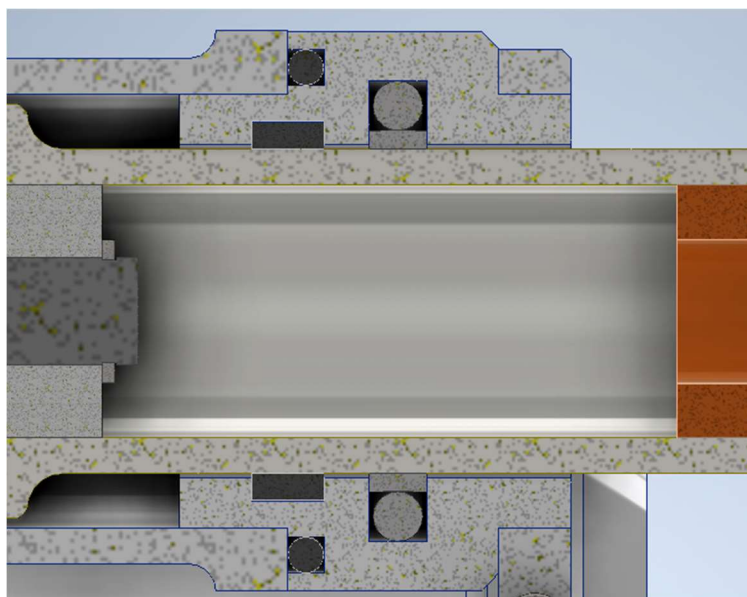
Podle vypočtené šířky kroužku byl zvolen nejbližší větší rozměr a to $b_k = 4 \text{ mm}$. Tento kroužek je schopný operovat v teplotách od $T_{min} = -200^\circ\text{C}$ do $T_{max} = +200^\circ\text{C}$ při rychlostech až $v_{max} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [32][33].

4.13 TĚSNĚNÍ

U aktuátoru se očekává že přijde so styku s vnějším prostředím, tedy deštěm, sněhem či prachem. Zároveň mechanická část aktuátoru vyžaduje mazání, takže prostor rozvodovky a pohybových šroubů jsou z části naplněné mazivem. Nesmí dojít k proniknutí vody či prachu do aktuátoru a maziva do okolního prostředí.

Všechny spoje skříně aktuátoru jsou opatřeny O-kroužky, takže k průniku kapalin by za normálního provozu nemělo dojít. Kvůli požadavkům na velké rozpětí teplot jsou použity kroužky z PTFE (Teflon) pro rozpětí teplot od $T_{min} = -60^\circ\text{C}$ do $T_{max} = +200^\circ\text{C}$. Pístnice je těsněna pomocí pístnicového těsnění S 16 od výrobce Hennlich, které kombinuje O-kroužek sloužící k přítlaku těsnění k pístnici, a těsnící kroužek z PTFE. Toto těsnění je schopné pracovat při stejných teplotách jako O-kroužky a rychlostech posuvu až $v_{max} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [34].

Na Obr. 36 můžeme vidět O-kroužek (černá barva) v drážce ve spoji dvou těles, pístnicové těsnění (tmavě šedá barva) v drážce příruby válce a vodící kroužek pístnice (černá barva, obdélníkový řez) přenášející radiální zatížení.



Obr. 36 –Vodící kroužek pístnice, pístnicové těsnění a O-kroužek.

4.14 POUŽITÉ MATERIÁLY

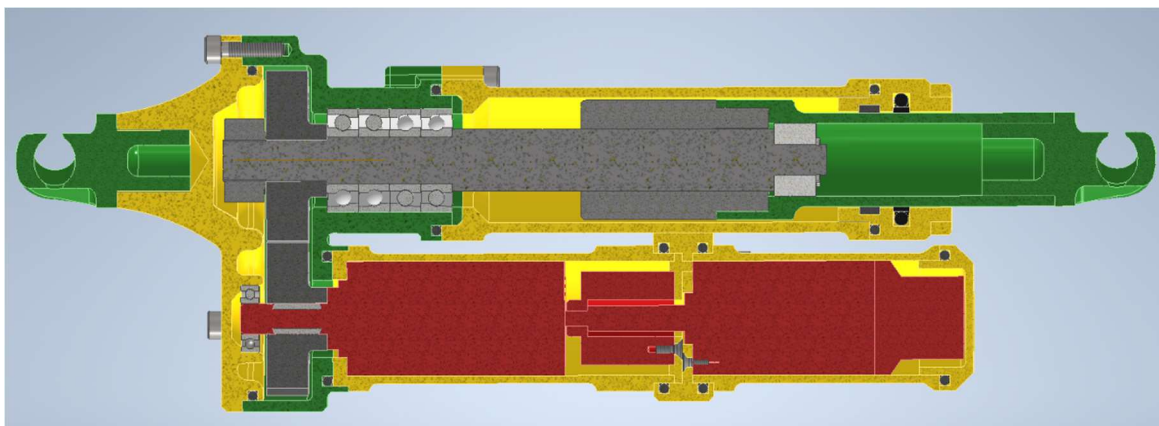
Jelikož jsou kladeny vysoké požadavky na hmotnost, většina nosných součástí je vyrobena z duralu. Jedná se mimo jiné o víko rozvodovky, válce nesoucí reduktor, brzdu a motor s enkodérem, válce pohybových šroubů, jejich příruby a další. Součásti pod velkým zatížením a součásti pohybového ústrojí jsou vyrobeny z oceli.

Mezi ocelové nosné součásti patří skříně rozvodovky, která má zároveň i funkci centrálního prvku, na který se montují všechny ostatní součásti. Dále oka na pístnicích i tělese aktuátoru, a opěrné kroužky pro ložiska s kosoúhlým stykem.

Veškeré pohyblivé součásti jsou vyrobeny z oceli. Mezi ně patří pohybové šrouby a jejich matice, pístnice, ozubené soukolí a ložiska.

Kluzné ložisko pohybového šroubu je UHMW polyethylenu, který se vyznačuje velmi nízkým třením. O-kroužky a těsnění pístnice pak z PTFE.

Na Obr. 37 jsou jednotlivé komponenty barevně rozlišené podle materiálu. Zeleně – ocel, žlutě – dural, šedě – normalizované prvky, bíle – polyethylen, černě – PTFE, červeně – součásti pohonu, zleva doprava: reduktor, elektromagnetická brzda, elektromotor a enkodér.



Obr. 37 – Barevně rozlišené materiály aktuátoru.

ZÁVĚR

V teoretické části práce byly popsány hlavní typy leteckých aktuátorů v kontextu více elektrických letadel. U většiny z nich, bylo popsáno jejich využití, ale i výhody a nevýhody plynoucí z jeho konstrukce. Problémem se ukázala složitost řešerše aktuátorů sobě ekvivalentních, tudíž jejich výsledné srovnání je spíše obecného charakteru. Jedna kapitola byla věnována problematice redundance, ve které bylo popsáno, jak je jí dosaženo, jaké jsou její řešení a kde se těchto řešení využívá.

V praktické části byl proveden konstrukční návrh elektromechanického aktuátoru podle zadaných parametrů, pomocí výpočtů trvanlivosti, silového a momentového působení a byly vybrány kupované komponenty. Požadavky byly do určité míry splněny, např. trvanlivost ložisek a pohybových šroubů, neklesne pod 19000 hodin. Problém však byl s nabídkou komponent pro požadované rozpětí teplot, konkrétně minimální teploty, kterou žádný z vybraných komponent nesplňuje. Co považuji za největší problém však je nesplnění požadavku na hmotnost, která je v letectví velmi důležitá. Navržený aktuátor má hmotnost necelých 1,3 kg, takže zadaná hmotnost byla překročena o 0,5 kg. Problémem pravděpodobně bude předimenzovaná skříň aktuátoru, kterou bez numerických výpočtů není jednoduché optimalizovat, respektive já ještě nemám tu správnou představu o vhodných dimenzích. Ozubené soukolí bylo zkontrolováno pomocí Lewisova součinitele, pro úplnost by však bylo vhodné provést kompletní kontrolu vůči mezím únavy v dotyku a ohybu, avšak tyto výpočty jsou mimo rozsah této práce. Soukolí bylo alespoň zkontrolováno pomocí programu Autodesk Inventor.

Snaha byla o co nejvyšší využití zakoupených komponent. Kromě ok k uchycení aktuátoru, ozubeného soukolí, skříně rozvodovky, a dalších prvků nosné konstrukce lze veškeré součásti zakoupit. V příloze jsou jejich katalogové údaje. Nevýhodou zvoleného řešení je nutnost upravovat hřídele reduktoru a elektromotoru, které musely být prodlouženy. Uspořádání aktuátoru je však velmi kompaktní o celkových rozměrech 185 x 75 x 67 mm.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JANOCHA, Hartmut. *Actuators*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2004. ISBN 978-3-642-08266-5.
- [2] MARÉ, Jean-Charles. *Aerospace Actuators 1*. London: ISTE, 2016. ISBN 978-1-84821-941-0.
- [3] MOIR, Ian a Allan SEABRIDGE. *Aircraft Systems*. 3. vydání. West Sussex (England): John Wiley, 2008. ISBN 978-0-470-05996-8.
- [4] BENNET, John. *Fault Tolerant Electromechanical Actuators for Aircraft* [online]. Newcastle, 2010 [cit. 2024-05-24]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/40028531.pdf>. Disertace. Newcastle University, School of Electrical, Electronic and Computer Engineering.
- [5] CLAEYSSSEN, Frank a Markus CHRISTMANN. New Actuators for Aircraft and Space Application. In: *11th International Conference on New Actuators* [online]. Bremen, 2008, s. 346-352 [cit. 2024-03-19]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/242683601_New_Actuators_for_Aircraft_and_Space_Application
- [6] MARÉ, Jean-Charles. *Aerospace Actuators 2*. London: ISTE, 2017. ISBN 978-1-84821-942-7.
- [7] VAN DEN BOSSCHE, Dominique. The A380 flight control electrohydrostatic actuators, achievements and lessons learnt. In: *25th international congress of the aeronautical sciences* [online]. Hamburg, 2006, s. 1-8 [cit. 2024-03-24]. ISBN 0-9533991-7-6. Dostupné z: https://icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2006/PAPERS/048.PDF
- [8] COOPER, Michael et al. Towards trajectory prediction and optimisation for energy efficiency of an aircraft with electrical and hydraulic actuation systems. In: *28th international congress of the aeronautical sciences* [online]. Bonn (Německo), 2012, 28.9.2012, s. 1-13 [cit. 2024-03-23]. Dostupné z: <https://researchrepository.rmit.edu.au/esploro/outputs/conferenceProceeding/Towards-trajectory-prediction-and-optimisation-for/9921862052701341/filesAndLinks?index=0>
- [9] Electrohydrostatic actuation. *Moog* [online]. ©2024 [cit. 2024-05-17]. Dostupné z: <https://www.moog.com/products/actuators-servoactuators/actuation-technologies/electrohydrostatic.html>
- [10] *A380 Flight Controls overview* [Online]. Hamburg, 2007. Dostupné také z: https://www.fzt.haw-hamburg.de/pers/Scholz/dglr/hh/text_2007_09_27_A380_Flight_Controls.pdf
- [11] HUBÍK, Vladimír, Martin ŠVÉDA a Vladislav SINGULE. Future trends in aerospace actuating devices. In: *Engineering Mechanics 2008* [online]. Svratka, May 12 - 15, 2008, s. 334-345 [cit. 2024-03-30]. ISSN 1805-8256. Dostupné z: https://www.engmech.cz/improc/2008/Hubik_FT.pdf
- [12] TORABZADEH-TARI, Mohsen. *Analysis of Electro-Mechanical Actuator Systems in More Electric Aircraft Applications* [online]. Stockholm, 2005 [cit. 2024-05-24]. ISBN 91-7178-099-8. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:8177/fulltext01.pdf>

Licenciační práce. Royal Institute of Technology, School of Computer Science, Electrical Engineering and Engineering Physics.

- [13] QIAO, Guan et al. A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems. In: *Proceedings of the institution of mechanical engineers* [online]. Volume 232, Issue 22. 28 Dec 2017n. 1., s. 4128-4151 [cit. 2024-04-03]. Dostupné z: doi:10.1177/0954406217749869
- [14] BUDIMIR, Miles. How to pick the right drive screw. *Linear motion tips* [online]. ©2024 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/how-to-pick-the-right-drive-screw/>
- [15] Trapézový šroub. In: *MN Systems* [online]. ©2022 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <https://mnsystems.cz/pohybove-srouby/trapezove-srouby>
- [16] COLLINS, Danielle. When do you need a ball screw? *Linear motion tips* [online]. ©2024 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/when-do-you-need-a-ball-screw/>
- [17] How a ball screw works. In: *Barnes Industries* [online]. ©2014 - 2024 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>
- [18] BUDIMIR, Miles. More on the performance of roller screws. *Linear motion tips* [online]. ©2024 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/getting-straight-on-roller-screws/>
- [19] Ball screws: SKF. In: PKL. *PKL* [online]. ©2024 [cit. 2024-04-16]. Dostupné z: https://pkl.hr/download/linearni_lezajevi/SKF_Kogelomloopspillen_4141EN.pdf
- [20] Material data sheet: C45. In: *Ovako* [online]. 23 Feb 2023n. 1. [cit. 2024-04-20]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/c45/pdf?variantIDs=136>
- [21] Ball screw: THK General catalog. In: *THK* [online]. [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: https://tech.thk.com/en/products/pdf_download.php?file=E_15_BallScrew.pdf
- [22] Pojistné matice HIR. *HIWIN* [online]. [cit. 2024-05-24]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/ostatni-prislusenstvi/68_pojistne-matice-hir?change=cz
- [23] BUDYNAS, Richard a Keith NISBETT. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. 10. vydání. VUTIUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.
- [24] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem*. Šesté vydání. CERM, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.
- [25] R22HT Ball Bearing Mini Motor Gearhead. In: *Portescap* [online]. ©2021 [cit. 2024-04-20]. Dostupné z: <https://www.portescap.com/en/products/accessories/gearheads/r22ht-ball-bearing-mini-motor-gearhead>
- [26] Product catalog: Portescap. In: *Portescap* [online]. 2024 [cit. 2024-04-20]. Dostupné z: https://www.portescap.com/-/media/project/automation-specialty/portescap/portescap/pdf/full-catalog/digital_product_catalog.pdf

- [27] Standard permanent magnet brake Combiperm P1. *KEB* [online]. ©2024 [cit. 2024-05-07]. Dostupné z: <https://www.keb-automation.com/products/brakes-clutches/permanent-magnet-brakes-and-clutches/standard-permanent-magnet-brake-combiperm-p1>
- [28] Workings of Encoders. *Portescap* [online]. ©2021 [cit. 2024-04-21]. Dostupné z: <https://www.portescap.com/en/products/accessories/workings-of-encoders>
- [29] M-Sense22 Magnetic Encoder. In: *Portescap* [online]. ©2021 [cit. 2024-04-21]. Dostupné z: <https://www.portescap.com/en/products/accessories/encoders/m-sense22-magnetic-encoder>
- [30] Vysoce přesná ložiska: SKF. In: *SKF* [online]. [cit. 2024-04-29]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196804385f4/pdf_preview_medium/0901d196804385f4_pdf_preview_medium.pdf
- [31] Valivá ložiska. In: *SKF* [online]. [cit. 2024-04-27]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486
- [32] Seal datasheet: SKF. In: *DIMER* [online]. [cit. 2024-04-27]. Dostupné z: https://dimer.cz/images/dimer/DIMER-SKF_Vodici-krouzky.pdf
- [33] Calculating the guide width. *SKF* [online]. [cit. 2024-04-27]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/hydraulic-seals/guide-rings-and-guide-strips/guide-rings/calculating-the-guide-width>
- [34] PÍSTNICOVÉ TĚSNĚNÍ S 16. *Hennlich* [online]. ©2023 [cit. 2024-05-07]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/s-16/#:~:text=S%2016%20umo%C5%BE%C5%88uje%20prostorov%C4%9B%20i,16%20v%20kombinaci%20s%20man%C5%BEetou.>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|------------|----------------------|---|
| F_g | [N] | Statické axiální zatížení aktuátoru |
| F_{ae} | [N] | Axiální zatížení aktuátoru |
| L_a | [mm] | Délka horní úvratě |
| L_b | [mm] | Délka dolní úvratě |
| L_c | [mm] | Celková délka vysunutí |
| F_a | [N] | Axiální zatížení |
| F_x | [N] | Zatížení v ose „x“ |
| F_s | [N] | Axiální zatížení na jeden pohybový šroub |
| I_p | [mm ⁴] | Kvadratický moment pístnice |
| F_V | [N] | Kritická síla vzpěru |
| f_1 | [–] | Součinitel vazeb |
| E | [GPa] | Youngův modul pružnosti |
| l_{ps} | [mm] | Vzdálenost vazeb pístnice |
| s_V | [–] | Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability |
| P_h | [mm] | Stoupání pohybového šroubu |
| d_0 | [mm] | Jmenovitý průměr šroubu |
| C_0 | [kN] | Základní statická únosnost |
| C | [kN] | Základní dynamická únosnost |
| z_a | [–] | Počet nosných závitů |
| d_2 | [mm] | Malý průměr šroubu |
| l_a | [mm] | Vzdálenost vazeb šroubu |
| n_k | [min ⁻¹] | Kritické otáčky |
| f_2 | [–] | Součinitel uložení |
| ρ | [kg/m ³] | Hustota materiálu |
| A_s | [mm ²] | Průřez šroubu |
| n | [min ⁻¹] | Otáčky šroubu |
| v_p | [mm/s] | Posuvová rychlost |
| s_n | [–] | Bezpečnost vůči kritickým otáčkám |
| DN_{max} | [mm/min] | DN hodnota |
| s_{dn} | [–] | Bezpečnost vůči DN hodnotě |
| s_{ot} | [–] | Celková bezpečnost vůči otáčkám |
| F_{avg} | [N] | Průměrné zatížení |
| L_{10} | [h] | Trvanlivost |
| f_w | [–] | Faktor zatížení |
| η | [–] | Účinnost šroubu |
| η' | [–] | Nepřímá účinnost šroubu |
| η_p | [–] | Praktická účinnost šroubu |
| M_k | [Nm] | Točivý moment na šroubu |
| n_2 | [min ⁻¹] | Otáčky na výstupu rozvodovky |
| M_2 | [Nm] | Maximální točivý moment |
| L_d | [mm] | Vzdálenost os ozubených kol a pastorku |
| L_e | [mm] | Vzdálenost os ozubených kol |
| α_r | [°] | Úhel záběru |
| i_t | [–] | Teoretický převodový poměr |
| m | [mm] | modul |
| z_1 | [–] | Počet zubů pastorku |
| b | [mm] | Šířka ozubení |
| z_2 | [–] | Počet zubů kola |

| | | |
|------------------|-----------------------|--|
| z_3 | [-] | Počet zubů kola |
| d_1 | [mm] | Průměr roztečné kružnice pastorku |
| d_2 | [mm] | Průměr roztečné kružnice kola |
| d_{a1} | [mm] | Průměr hlavové kružnice pastorku |
| d_{a2} | [mm] | Průměr hlavové kružnice kola |
| δ_c | [mm] | Mezera mezi hlavovými kružnicemi kola |
| i_s | [-] | Skutečný převodový poměr |
| n_1 | [min^{-1}] | Otáčky na vstupu rozvodovky |
| M_{kr} | [Nm] | Točivý moment na vstupu rozvodovky |
| α | [°] | Úhel trojúhelníku mezi osami kol a pastorku |
| β | [°] | Úhel trojúhelníku mezi osami kol a pastorku |
| F_t | [N] | Obvodová síla |
| F_r | [N] | Radiální síla |
| F_y | [N] | Zatížení v ose „y“ |
| R_p | [N] | Výsledná vazbová reakce v ose pastorku |
| R_k | [N] | Výsledná vazbová reakce v ose kola |
| σ_{Hlim1} | [MPa] | Mez únavy v dotyku |
| σ_{Flim1} | [MPa] | Mez únavy v ohybu |
| H_1 | [HV] | Tvrdość pastorku |
| H_2 | [HV] | Tvrdość kola |
| k_n | [-] | Návrhový součinitel |
| σ_{FD1} | [MPa] | Dovolené napětí v zubu pastorku |
| Y_1 | [-] | Lewisův součinitel |
| m_v | [mm] | Výpočtový modul |
| b_v | [mm] | Výpočtová šířka ozubení |
| S_H | [-] | Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy v dotyku |
| d_{ξ} | [mm] | Průměr hřídele pohybového šroubu |
| b_{ξ} | [mm] | Šířka náboje kola |
| b_p | [mm] | Šířka těsného pera |
| h_p | [mm] | Výška těsného pera |
| t_{1p} | [mm] | Výška těsného pera v náboji |
| p_0 | [MPa] | Základní tlak |
| p_D | [MPa] | Dovolený tlak |
| $F_{t\xi}$ | [N] | Obvodová síla v náboji |
| $l_{\xi,min}$ | [mm] | Minimální délka pera |
| l_p | [mm] | Délka pera |
| d_r | [mm] | Průměr hřídele pastorku |
| F_{tr} | [N] | Obvodová síla v náboji |
| $l_{r,min}$ | [mm] | Minimální délka pera |
| l_r | [mm] | Délka pera |
| i_r | [-] | Převodový poměr reduktoru |
| η_r | [-] | Účinnost reduktoru |
| n_{max} | [min^{-1}] | Maximální otáčky |
| m_r | [g] | Hmotnost reduktoru |
| d_r | [mm] | Průměr reduktoru |
| n_m | [min^{-1}] | Otáčky elektromotoru |
| M_{km} | [Nm] | Točivý moment elektromotoru |
| U_b | [V] | Jmenovité napětí brzdy |
| P_b | [W] | Výkon brzdy |
| M_b | [Nm] | Brzdňý točivý moment |
| T_{min} | [°C] | Minimální teplota |

| | | |
|----------------|----------------------|--|
| T_{max} | [°C] | Maximální teplota |
| d_b | [mm] | Průměr brzdy |
| s_b | [–] | Bezpečnost vůči prokluzu brzdy |
| P_{max} | [W] | Maximální výkon elektromotoru |
| m_e | [g] | Hmotnost motoru |
| U_n | [V] | Jmenovité napětí motoru |
| M_{max} | [Nm] | Maximální točivý moment motoru |
| d_m | [mm] | Průměr motoru |
| φ_{en} | [°] | Přesnost enkodéru |
| U_{en} | [V] | Jmenovité napětí enkodéru |
| m_{en} | [g] | Hmotnost enkodéru |
| $C_{ložisko}$ | [kN] | Základní dynamická únosnost jednoho ložiska |
| C_0 | [kN] | Základní statická únosnost jednoho ložiska |
| L_1 | [mm] | Vzdálenost vazeb |
| L_2 | [mm] | Vzdálenost vazeb |
| R_{Bx} | [N] | Výsledné vazbové reakce |
| R_{By} | [N] | Výsledné vazbové reakce |
| R_{Ay} | [N] | Výsledné vazbové reakce |
| M_{Bz} | [Nm] | Moment okolo ložiska „B“ |
| G_C | [–] | Třída předpětí |
| G_m | [–] | Provozní předpětí |
| f | [–] | Součinitel třídy ložiska |
| f_1 | [–] | Opravný součinitel řady ložiska |
| f_2 | [–] | Opravný součinitel třídy předpětí |
| f_{HC} | [–] | Opravný součinitel hybridního ložiska |
| e | [–] | Výpočtový součinitel ekvivalentního zatížení |
| Y_1 | [–] | Výpočtový součinitel ekvivalentního zatížení |
| Y_2 | [–] | Výpočtový součinitel ekvivalentního zatížení |
| X_2 | [–] | Výpočtový součinitel ekvivalentního zatížení |
| Y_0 | [–] | Výpočtový součinitel ekvivalentního zatížení |
| P | [–] | Ekvivalentní zatížení |
| a | [–] | Součinitel ložiska s bodovým stykem |
| L_{cyc} | [mm] | Uražená vzdálenost za jeden cyklus |
| t | [–] | Podíl na době cyklu |
| t_{cyc} | [–] | Celková doba cyklu |
| $L_{10,cyc}$ | [h] | Základní trvanlivost |
| P_0 | [kN] | Ekvivalentní statické zatížení |
| s_0 | [–] | Součinitel statické bezpečnosti |
| L_3 | [mm] | Vzdálenost mezi vazbami |
| L_4 | [mm] | Vzdálenost mezi vazbami |
| R_{Dy} | [N] | Výsledné vazbové reakce |
| R_{Cy} | [N] | Výsledné vazbové reakce |
| a_f | [–] | Součinitel pro běžné ozubené soukolí |
| $R_{Ay,max}$ | [N] | Maximální výsledné vazbové reakce |
| $b_{k,min}$ | [mm] | Minimální šířka vodícího kroužku |
| f | [–] | Návrhový součinitel |
| p | [N/mm ²] | Maximální tlak |
| D | [mm] | Průměr díry v přírubě |
| b_k | [mm] | Šířka vodícího kroužku |
| v_{max} | [m/s] | Maximální posuvová rychlost |

SEZNAM PŘÍLOH

- P1..... Rendery aktuátoru
- P2.....SKF SD Pohybový šroub
- P3.....R22HT Reduktor
- P4.....Combiperm P1 Elektromagnetická brzda
- P5.....22ECT35 BLDC elektromotor
- P6.....HIR-08 Pojistná matice
- P7.....SKF 719 Ložisko s kosoúhlým stykem
- P8.....SKF 618 Kuličkové radiální ložisko
- P9.....SKF F01 Vodící kroužek
- P10.....S 16 Pístnicové těsnění