

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní zaměření: Diagnostika a servis silničních vozidel

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Náhrada hydraulických smykadel pro prostorové ostříhovací nástroje

Autor: **Jakub KEPL**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

zadání

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat firmě Kiefe1 a všem pracovníkům, od kterých jsem čerpal znalosti v oblasti konstrukce během své odporné praxe. Dále děkuji mému vedoucímu bakalářské práce Doc. Ing. Josefu Formánkovi Ph.D. Dále děkuji všem pedagogickým pracovníkům Západočeské univerzity.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kepl	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	B2341 „Diagnostika a servis silničních vozidel“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Jméno Josef	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Náhrada hydraulických smykadel pro prostorové ostříhovací nástroje		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	52	TEXTOVÁ ČÁST	41	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem několika možných náhrad hydraulických smykadel. Obsahuje popis stávajícího smykadla. Volba elektropohonů jako možnost náhrady. Návrh jednotlivých provedení. Zhodnocení a výběr jedné z variant. Namodelování celé silové řady.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Smykadla, pohybové šrouby, servomotory.

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Kepl	Name Jakub	
FIELD OF STUDY	B2341 „Road Vehicles Diagnostics and Service“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Name Josef	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Replacement hydraulic shear blade for spatial trimming tools		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	52	TEXT PART	41	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with the proposal of several possible replacements of hydraulic ram. Contains a description of the current slide. Choice of electric drives as a substitute option. Design of individual designs. Evaluation and selection of one of the variants. Modeling the entire force series.
KEY WORDS	Shear blades, movement screws, servo motors.

Obsah

Seznam obrázků	2
Seznam tabulek	3
1. Úvod	4
1.1 Doplnění zadání	4
2. Funkční rozbor	5
2.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků	5
2.1.1 Uvedení do problematiky	5
2.1.2 Popis hydraulického smykadla	6
2.1.3 Požadavky na odstranění nežádoucích problémů	7
3 Technické řešení	9
3.1 Úvod	9
3.1.1 Elektropohony	9
3.1.2 Druhy pohybových šroubů	9
Porovnání kuličkových a planetových pohybových šroubů	11
3.1.3 Druhy stavebních struktur pohybových šroubů	12
3.2 Návrh variant	14
3.2.1 Varianta č. 1	14
3.2.2 Výpočet a kinematika posilovače	16
3.2.3 Návrhový a kontrolní výpočet pohybového šroubu pro Variantu č. 1	16
3.2.4 Návrhový výpočet a uložení ložisek pro Variantu č.1	21
3.2.5 Varianta č. 2	23
3.2.6 Návrhový a kontrolní výpočet pohybového šroubu pro Variantu č. 2	25
3.2.7 Návrhový výpočet a uložení ložisek pro Variantu č.2	29
3.3 Zhodnocení a výběr varianty	31
3.4 Návrh řady	32
4. Závěr	33
5. Použitá literatura	34
5.1 Knižní publikace	34
5.2 Internetové publikace	34

Seznam obrázků

Obr 1-1.1 Zástavba hydraulických smykadel	4
Obr 1-2.1.1 Hydraulický lis s nástrojem	5
Obr. 2-2.1.1 Otevřený nástroj	5
Obr. 1-2.1.2 Hydraulické smykadlo	6
Obr. 2-2.1.2 Schéma zapojení hydraulického systému	7
Obr. 1-2.1.3 Porovnání počtu použitých komponentů v jednotlivých systémech	8
Obr. 1-3.1.2 Rozdíl v provedení závitů s plošným dotykem	9
Obr. 2-3.1.2 Kuličkový šroub	10
Obr. 3-3.1.2 Planetový válečkový šroub	10
Obr. 4-3.1.2 Válečkový šroub	11
Obr. 5-3.1.2 Rozdíl stykových ploch	11
Obr. 1-3.1.3 Stavební struktura	12
Obr. 2-3.1.3 Stavební struktura	12
Obr. 3-3.1.3 Stavební struktura	13
Obr. 4-3.1.3 Stavební struktura	13
Obr. 1-3.2.1 Smykadlo s variantou č. 1	14
Obr. 2-3.2.1 Smykadlo s variantou č. 1	15
Obr. 3-3.2.1 Zesilovací mechanismus	15
Obr. 1-3.2.3 Výber z katalogu	17
Obr. 2-3.2.3 Jednoduché schéma pohybového šroubu	19
Obr. 3-3.2.3 Zatížení po dobu zdvihu	20
Obr. 1-3.2.4 Rozložení sil	21
Obr. 1-3.2.5 Smykadlo s variantou č. 2	24
Obr. 2-3.2.5 Smykadlo s variantou č. 2	24
Obr 1-3.2.6 Výběr z katalogu	25
Obr 2-3.2.6 Jednoduché schéma pohybové šroubu	27
Obr. 3-3.2.6 Zatížení po dobu zdvihu	28
Obr. 1-3.4 Řada smykadel	32
Obr. 1-4 4 Použití nových smykadel v nástroji	33

Seznam tabulek

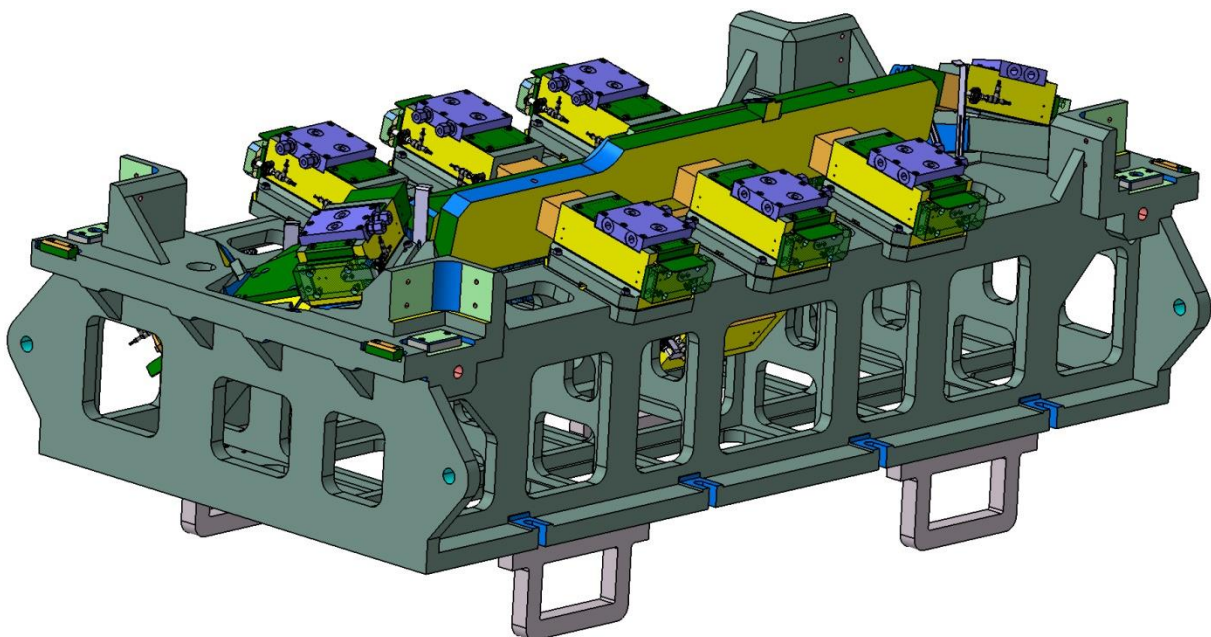
Tab. 1-3.2.3 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti pohybového šroubu	20
Tab. 1-3.2.4 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti ložisek	22
Tab. 1-3.2.6 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti pohybového šroubu	28
Tab. 1-3.2.7 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti ložisek	29
Tab. 1-3.3 Zhodnocení variant	31
Tab. 1-3.4 Řada smykadel	32

1. Úvod

Zadání bakalářské práce mi bylo připraveno ve firmě Kiefel Automotive s.r.o. Stod. Tuto firmu navštěvuji v rámci povinné praxe již od 1. ročníku studia. Během této doby jsem byl seznámen se zaměřením firmy, která se věnuje výrobě lisovacích, ostříhovacích, vypěňovacích a kaširovacích nástrojů a zařízení převážně pro automobilové díly typu přístrojové desky, podběhy kol, stropní panely, výplně dveří a další.

1.1 Doplnění zadání

Úkol, který budu řešit, je navrhnout náhradu hydraulických smykadel pro prostorové ostříhovací nástroje. Na náhradu budou kladeny stejné požadavky jako na hydraulická smykadla, splňovat by měla sílu v rozmezí 10-100kN, zdvih od 30-100mm a přesnost $\pm 0,02\text{mm}$ při stříhu. Dalším požadavkem je zachovat koncept stavební struktury původního řešení a zohlednit nejmenší možnou rozměrovou zástavbu a kompaktnost. K zobrazení stávající zástavby hydraulických smykadel v nástroji poslouží obr. 1-1.1, po navržení možné náhrady vyzkoušet použití v tomto nástroji.



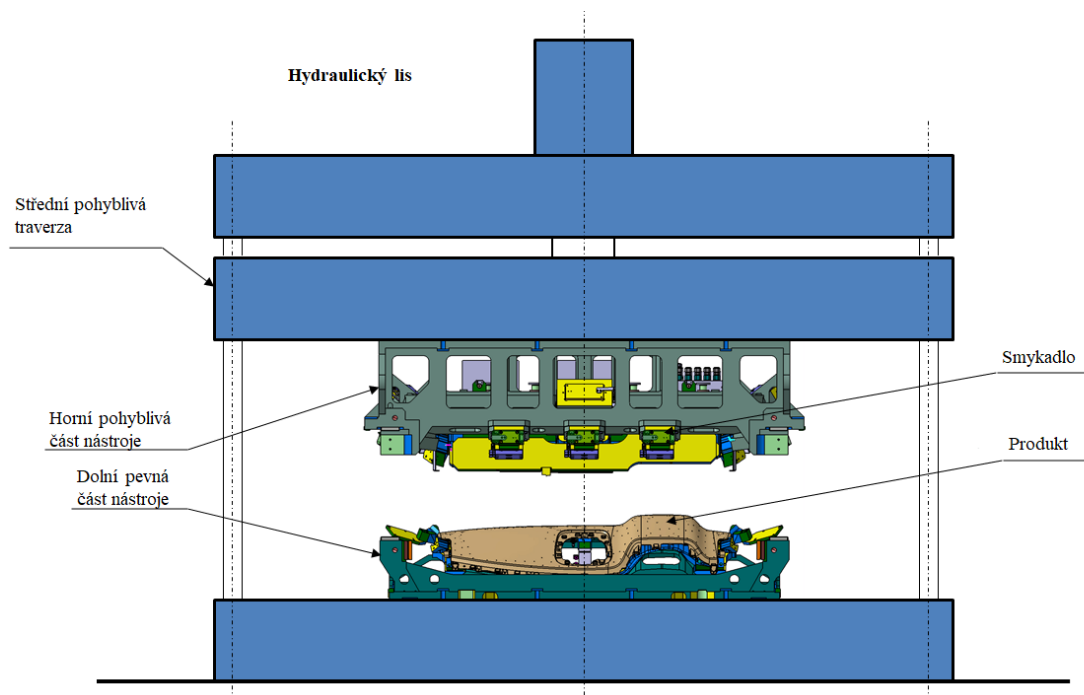
Obr. 1-1.1 Zástavba hydraulických smykadel

2. Funkční rozbor

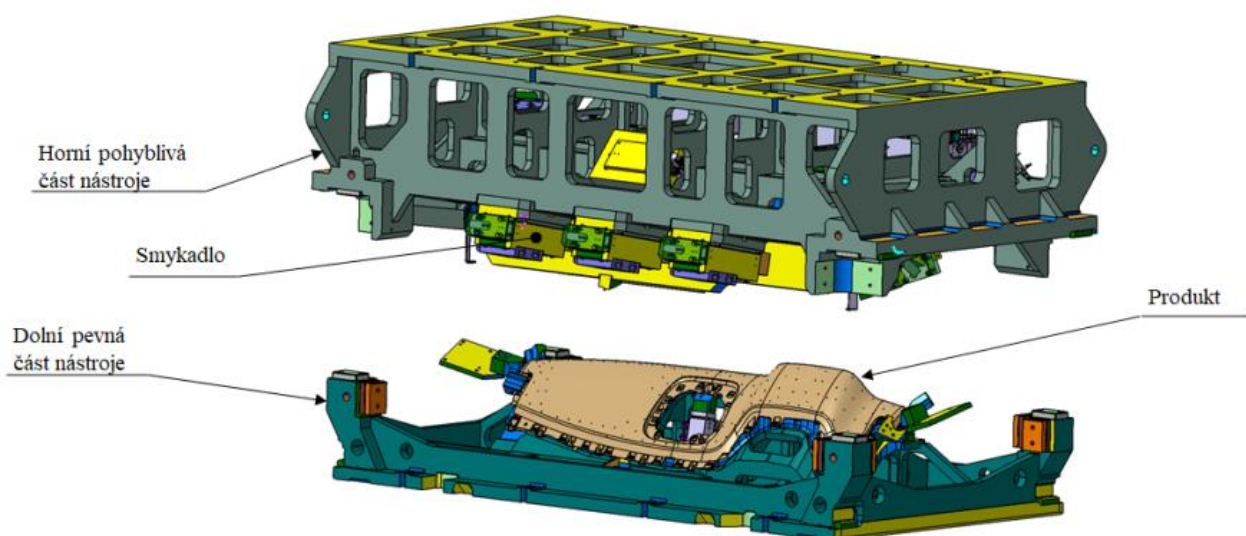
2.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků

2.1.1 Uvedení do problematiky

Smykadla jsou využívána v nástrojích pro lisování a ostříhování. Tyto nástroje jsou pevně spojeny s hydraulickými lisami a ty konají hlavní pracovní pohyb. Pokud je zapotřebí vyvinout jiný pohyb než ve svislém směru pohybu beranu, je potřeba použít smykadla, která jsou polohována pod příslušnými úhly. Princip použití smykadel je znázorněn na obr. 1-2.1.1 a obr. 2-2.1.1.



Obr 1-2.1.1 Hydraulický lis s nástrojem

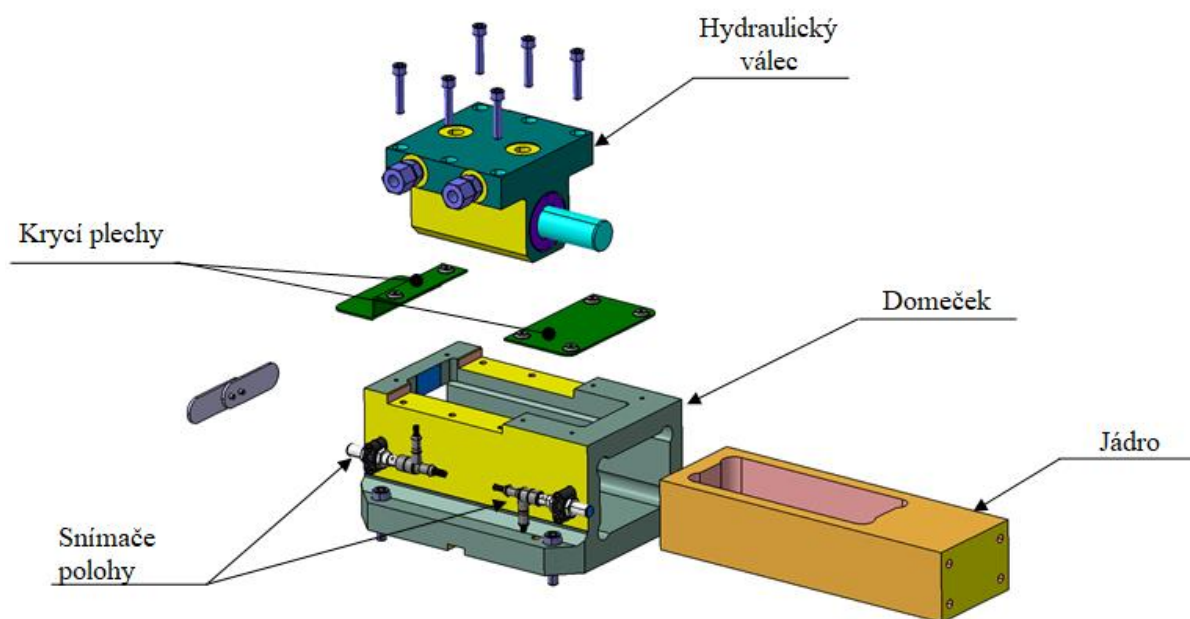


Obr. 2-2.1.1 Otevřený nástroj

Obsluha přistoupí k hydraulickému lisu a založí produkt, v zobrazeném případě přístrojovou desku, poté následuje sjetí pohyblivé traverzy spolu s horní částí nástroje do dolní polohy, kde následuje vysunutí jádra smykadla a vykoná se pracovní operace. Jádro se zasune zpět a pohyblivá traverza s horní částí nástroje vyjede do horní polohy. Obsluha vyjme produkt a založí další.

2.1.2 Popis hydraulického smykadla

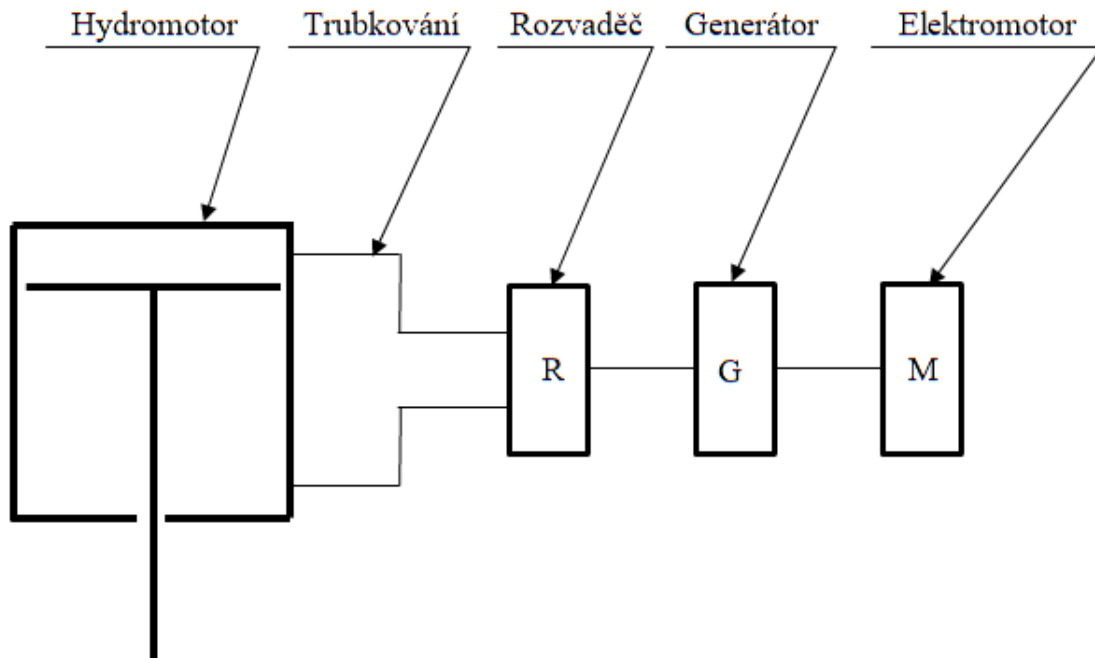
Současně používaná hydraulická smykadla využívají k pohonu dvojčinný přímočarý hydromotor s oboustrannou průchozí pístnicí. Tento hydromotor posouvá s jádrem, které je kluzně vedeno v domku. Jádro je obdélníkového průřezu a je zalito v domku pomocí speciální zalévací pryskyřice. Tato pryskyřice umožní uložení bez vůle. Výhodou je, že dutina domečku nemusí být obrobena a výrobce dokonce doporučuje vysokou drsnost povrchu, naopak nevýhodou je doba vytvrzování. Po zalití jádra je zapotřebí nechat pryskyřici vytvrdit přibližně 18-24 hodin. K čelní ploše jádra jsou připevněny prvky, které umožňují ostříhování, vystřihování a další možnosti použití. Popis hydraulického smykadla je znázorněn na obr. 1-2.1.2.



Obr. 1-2.1.2 Hydraulické smykadlo

Hydromotor je definován jako hydraulický prvek, jehož funkcí je převod tlakové energie tekutiny na tuhé části. U nástrojů a zařízení se často používá většího počtu hydromotorů sdružených do společného okruhu, který má pak společný zdroj tlakové energie, převážně hydraulický agregát s použitím akumulátoru. Akumulátor je definován jako zásobník kapaliny pod tlakem vyšším než atmosférickým, sloužící převážně k akumulaci tlakové energie. Akumulátor slouží tedy k nastřádání jistého množství energie, kterou z něho je možno v určitém okamžiku odebrat.

V hydraulických obvodech plní akumulátory celou řadu funkcí, v mnoha případech i současně. Je to např. doplňování objemových ztrát, nebo slouží jako zařízení k pohlcování přebytečné energie z hydraulických obvodů. Krátkodobé zvýšení odběru kapaliny je velmi důležitá možnost aplikace akumulátoru jako zdroje proudu kapaliny. Schéma hydraulického systému je znázorněno na jednoduchém obr. 2-2.1.2.

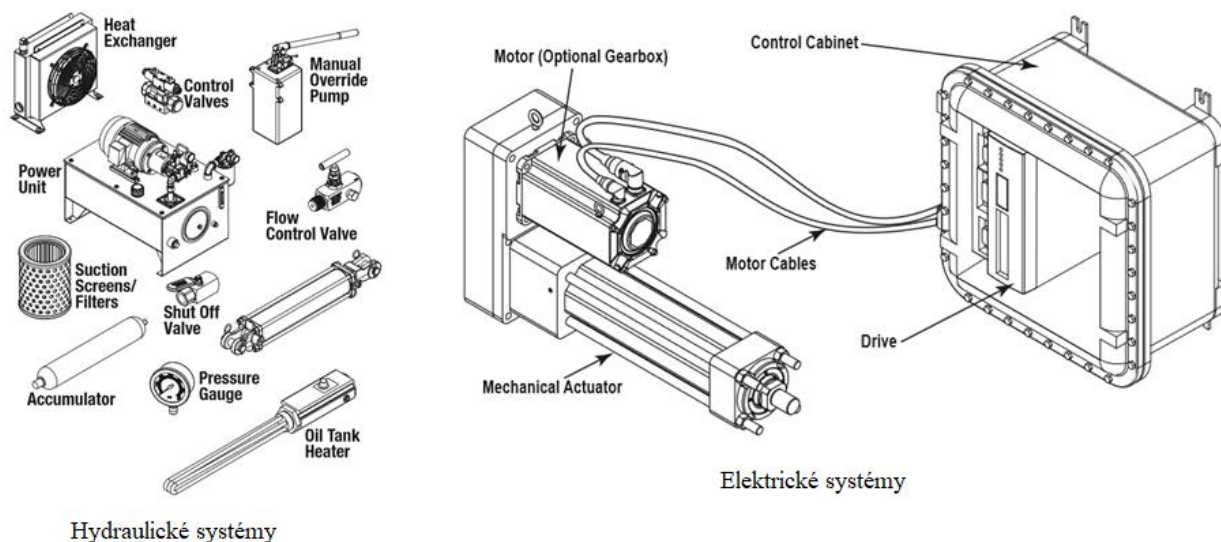


Obr. 2-2.1.2 Schéma zapojení hydraulického systému

2.1.3 Požadavky na odstranění nežádoucích problémů

Při mém návrhu možné náhrady, bych rád odstranil nežádoucí problémy jak současně používaných hydraulických smykadel, tak i možnou náhradu v provedení pneumatiky, která má podobné problémy jako hydraulické systémy. Jelikož hydraulické systémy pracují na principu stlačené kapaliny, je potřeba neustále vytvářet požadovaný tlak, tak aby byla zachována funkčnost systému a smykadla vyvíjela požadované síly, proto je s těmito systémy spojeno několik problémů. Jedním z problémů je těsnost celého systému, tímto jsou kladeny specifické požadavky na těsnící prvky, které musí dokázat těsnit i při velkých tlacích v rozmezí desítek megapascal, protože jakékoliv únik a ztráty představují možnost poruchy některých komponentů nebo celého zařízení. Dalším problémem může být proměnlivá teplota kapaliny, u které by nemělo docházet k přehřívání, to má za následek nežádoucí vliv na těsnící prvky, proto je potřeba řešit tyto problémy při návrhu celých hydraulických systémů. Dalším problémem může být složité řízení polohy.

Požadavkem firmy je navrhnout řešení v podobě elektropohonů, které mají oproti hydraulickým systémům několik výhod. Jednou z výhod je účinnost, při které pracují tyto elektrické systémy, obvykle pracují v rozsahu účinnosti 75-80%, oproti hydraulickým systémům to může být až o 20-30% větší účinnost. Dalším faktorem je energetická náročnost, kde hydraulické systémy vyžadují neustálé napájení ze sítě, protože musí neustále vyvíjet potřebný tlak, zatím co elektrické systémy vyžadují napájení pouze při pracovní činnosti, v našem případě stříhání, ostříhování a v klidové poloze, např. když dochází k výměně produktu, nedochází k odběru napájení, tudíž dochází k výraznému šetření elektrické energie. I přes tyto výhody jsou stále elektrické systémy v pořizovacích nákladech dražší, ale v konečném důsledku jsou srovnatelné se současně používanými systémy. Dalším ovlivňujícím faktorem je celková zástavba a počet použitých komponentů u jednotlivých systémů. Počet komponentů je znázorněn na obr. 1-2.1.3.



Obr. 1-2.1.3 Porovnání počtu použitých komponentů v jednotlivých systémech [7]

3 Technické řešení

3.1 Úvod

3.1.1 Elektropohony

Elektropohony se skládají ze servomotoru, mechanického aktuátoru, převodovky, řídicí jednotky a kabelů. Mechanické aktuátory využívají přenos z točivého momentu, vyvozeného z elektromotoru, na axiální sílu, tento převod zajišťují převážně pohybové šrouby. V určitých případech se využívají i převodovky, jako mezičlánek mezi motorem a pohybovým šroubem. Tyto převodovky umožňují použití menších servomotorů a splnění požadovaných výstupů, kde např. servomotor vyjde mnohokrát větší než motor s převodovkou.

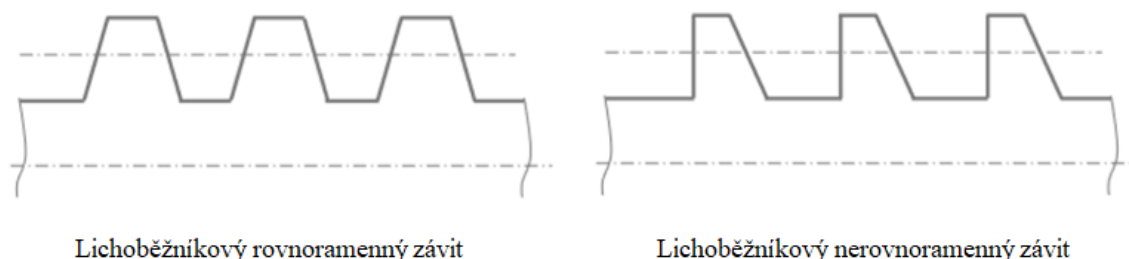
3.1.2 Druhy pohybových šroubů

Charakteristika

Pohybové šrouby transformují rotační pohyb na posuvný, tudíž točivý moment na posuvovou sílu. Provedení těchto šroubů je několik.

Závit s plošným dotykem

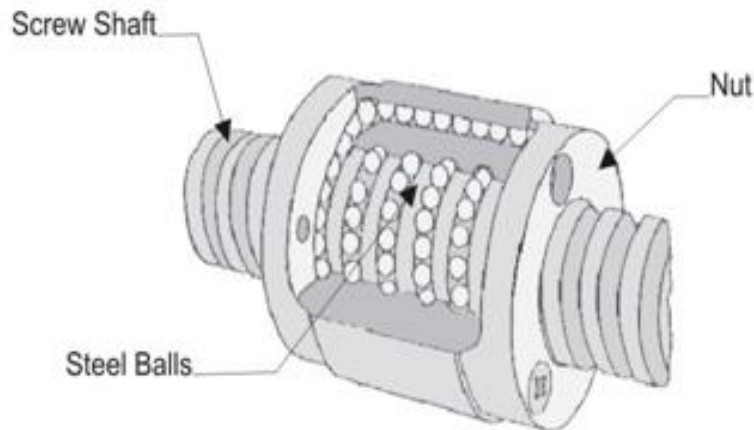
U těchto šroubů dochází ke kluznému tření, proto je nutné tyto závity neustále mazat. Tyto závity lze rozdělit na lichoběžníkové rovnoramenné (trapézové) a lichoběžníkové nerovnoramenné (pilové). Rozdíl v provedení závitů je znázorněn na obr. 1-3.1.2.



Obr. 1-3.1.2 Rozdíl v provedení závitů s plošným dotykem [2]

Kuličkový šroub

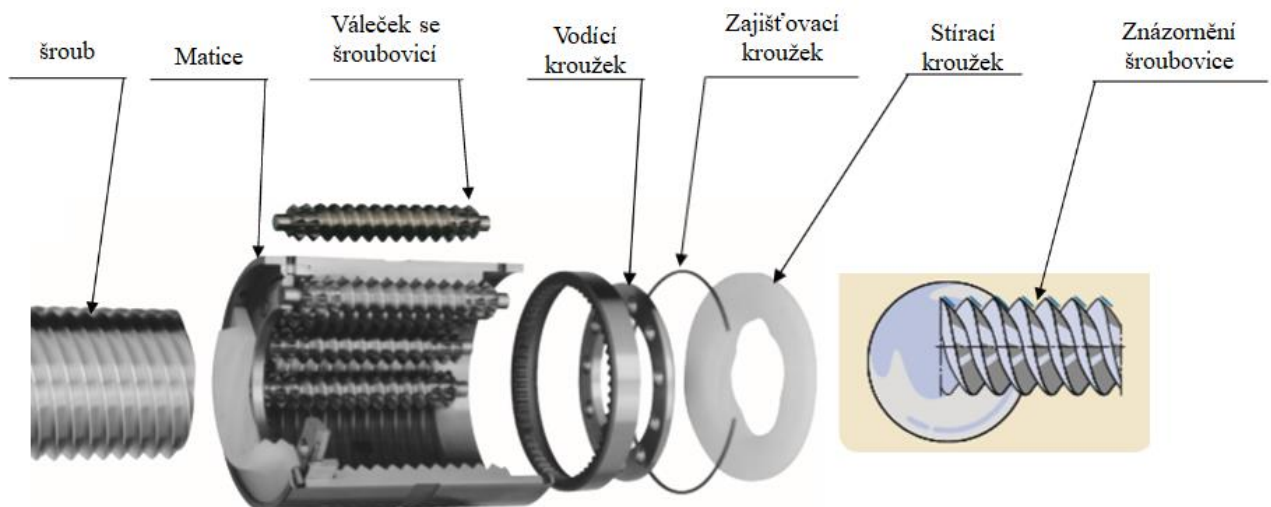
U tohoto provedení je použito mezi maticí a závitem šroubu valivé těleso a tím je kulička. Zatížení se přenáší přes valivý element, kde dochází k bodovému dotyku, podobně jako u kuličkových ložisek. Matice jsou dvojího provedení a to nedělená matice nebo dělená matice a záleží na výrobci těchto komponentů, jejichž provedení se mohou lišit. Kvůli zmenšení opotřebení valivých elementů se provádí cirkulace kuliček, mezi které je vtlačeno plastické mazivo, které výrazně zvyšuje životnost celého šroubu s maticí. Na obr. 2-3.1.2 je znázorněn kuličkový šroub.



Obr. 2-3.1.2 Kuličkový šroub [10]

Planetové válečkové šrouby

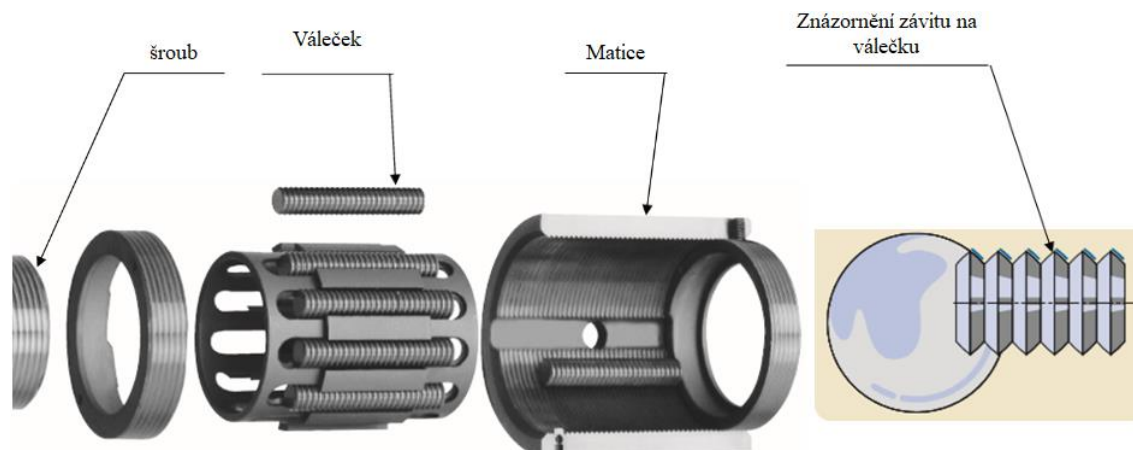
Tyto pohybové šrouby využívají jako valivé prvky válečky se šroubovicí, které jsou rozmístěny planetově v matici. Mezi těmito satelity nedochází k vzájemnému kontaktu. Tyto valivé prvky jsou uloženy ve vodícím kroužku matice, ve kterém se mohou otáčet kolem své osy, válečky se šroubovicí jsou na jednom konci opatřeny ozubením. Toto ozubení zapadá do ozubeného věnce, který řídí jejich vzájemné přesné otáčky, což umožňuje využívat velmi vysokou rychlost k pohybu matice a rychlou změnu směru. Tyto pohybové šrouby jsou velmi přesné i přes větší hodnotu stoupání. Vykazují velkou přesnost u nastavení dané polohy. Díky provedení valivých prvků dobře snášejí rázy v obou směrech. Celé provedení je velmi robustní a spolu s velkou kontaktní plochou zaručují extrémně vysokou spolehlivost. Tím je i zajištěna velká životnost těchto pohybových šroubů a lze u nich dosahovat tisíce až desetitisíce hodin. Proto planetové válečkové šrouby snášejí vysoké zatížení a jsou schopny pracovat v nejnepríznivějších podmínkách, např. v nečistém prostředí, při nedostatečném mazání, v mrazu. Některé firmy jsou schopny dodat dle požadavků zákazníka provedení šroubů v několika velikostech stoupání i s levotočivým stoupáním. Na obr 3-3.1.2 je znázorněno konstrukční provedení planetových válečkových šroubů.



Obr. 3-3.1.2 Planetový válečkový šroub [6]

Válečkové šrouby

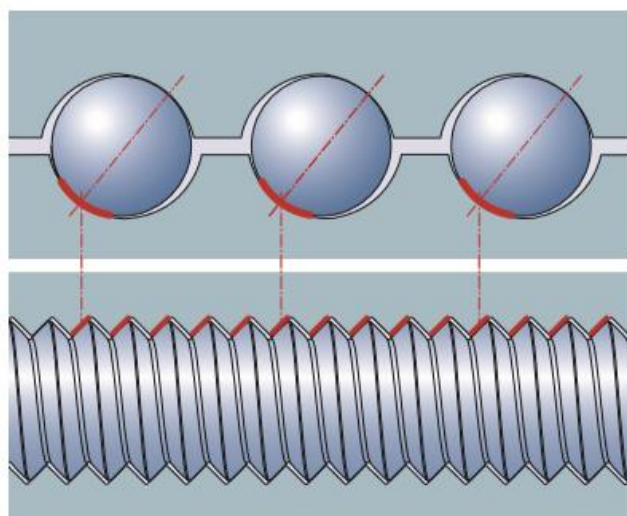
Tyto pohybové šrouby mají velmi podobné vlastnosti jako planetové válečkové šrouby. Mají vysokou spolehlivost a s tím spojenou životnost. Dosahují opět velkých nosností. Nosnost je zaručena velkou kontaktní plochou a robustností celého provedení. Mají jednodušší konstrukci než planetové válečkové šrouby a nemají věnec s vnitřním ozubením. U tohoto provedení se dostáváme k velmi jemnému stoupání, lze toho využít při velmi přesném polohování. Konstrukční provedení těchto šroubů je znázorněno na obr. 4-3.1.2.



Obr. 4-3.1.2 Válečkový šroub [6]

Porovnání kuličkových a planetových pohybových šroubů

Konstrukční provedení planetových válečkových šroubů přenáší zatížení přes stykové plochy válečků v matici, počet kontaktních ploch a celková styčná plocha je ve srovnání s kuličkovými šrouby podstatně větší, což má za následek vyšší statické a dynamické únosnosti. Další výhodou u planetových válečkových šroubů je, že není zapotřebí vracet do oběhu valivé prvky, jakož tomu je u kuličkových šroubů, kde jsou kuličky v neustálém oběhu. Toto může být právě příčinou selhání těchto pohybových šroubů, poněvadž kuličky jsou v neustálém styku a dochází mezi nimi ke vzniku tření, jakož tomu je u většiny konstrukčních řešení kuličkových šroubů. Mimo jiné kuličky špatně snáší rychlou změnu směru a rázové zatížení. Na obr. 5-3.1.2 je znázorněn rozdíl stykových ploch.



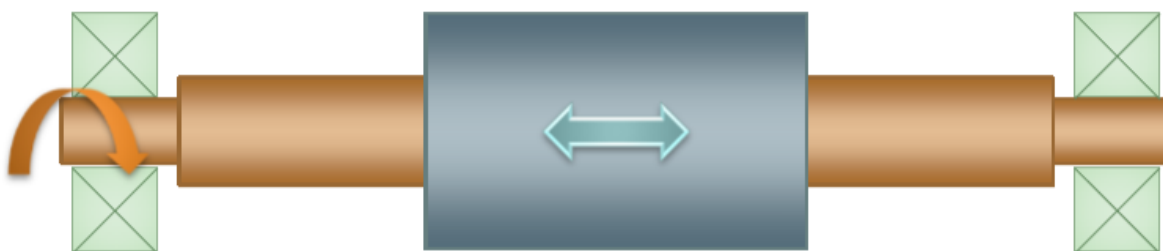
Obr. 5-3.1.2 Rozdíl stykových ploch [4]

3.1.3 Druhy stavebních struktur pohybových šroubů

Jak bylo popsáno v předchozí kapitole, u pohybových šroubů dochází k transformaci rotačního pohybu na posuvný pohyb a zde bude znázorněno několik struktur jak tento problém řešit.

Pohybové šrouby s otáčejícím se šroubem

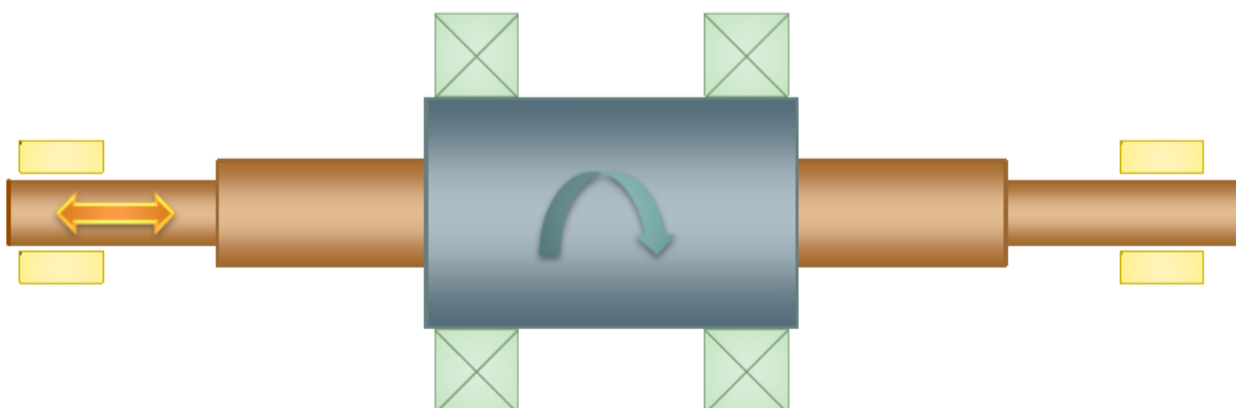
U této stavební struktury se vytváří točivý moment na šroubu, který je náležitě uložen v ložiscích. Tudíž se nám na matici vytváří axiální síla a dochází k posuvnému pohybu. Stavební struktura je znázorněna na obr. 1-3.1.3.



Obr. 1-3.1.3 Stavební struktura [2]

Pohybové šrouby s otáčející se maticí

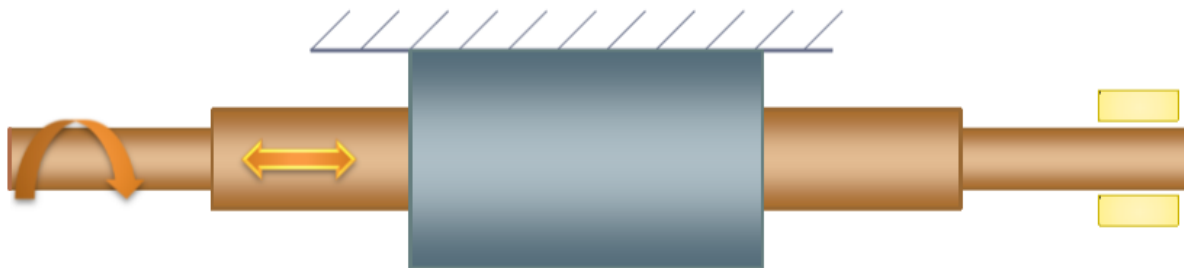
U této stavební struktury je to přesně naopak než u předešlé stavební struktury. Stavební struktura je znázorněna na obr. 2-3.1.3.



Obr. 2-3.1.3 Stavební struktura [2]

Pohybové šrouby s otáčejícím a posouvajícím se šroubem

U této stavební struktury se vytváří točivý moment opět na šroubu, ale v tomto případě je matice pevně spojena s rámem a axiální síla se vytváří přímo na šroubu. Stavební struktura je znázorněna na obr. 3-3.1.3.



Obr. 3-3.1.3 Stavební struktura [2]

Pohybové šrouby s otáčející a posouvající se maticí

U této stavební struktury se točivý moment i axiální síla generuje na matici, jelikož je pohybový šroub pevně upevněn k rámu. Stavební struktura je znázorněna na obr. 4-3.1.3.



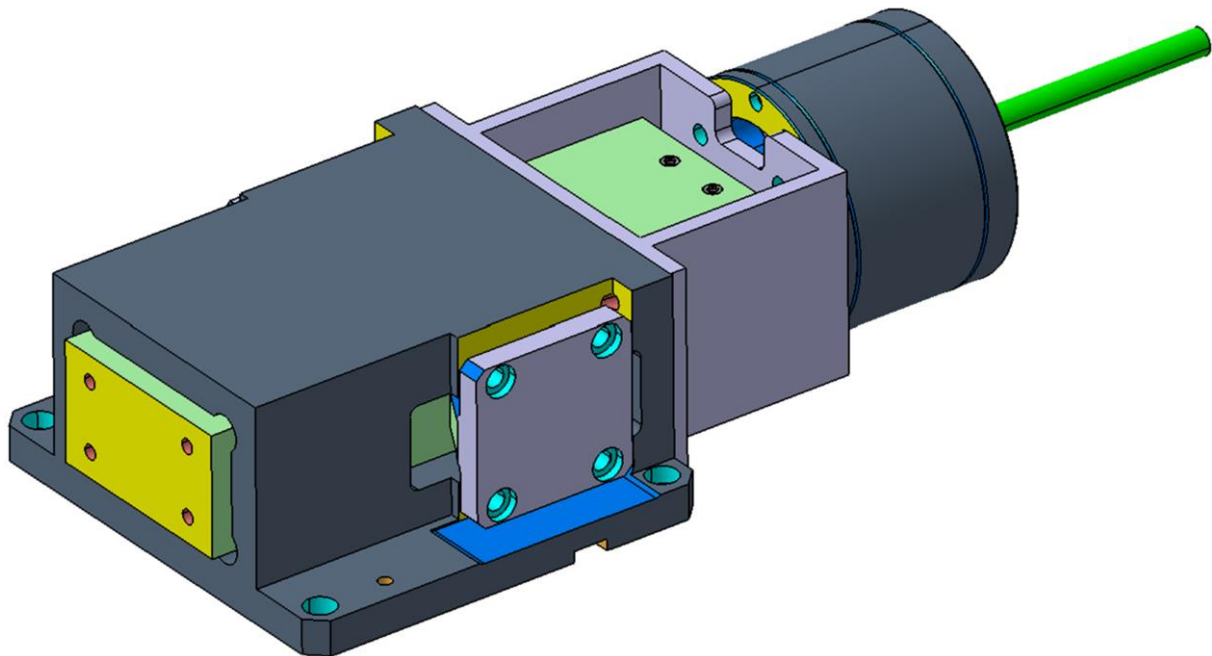
Obr. 4-3.1.3 Stavební struktura [2]

3.2 Návrh variant

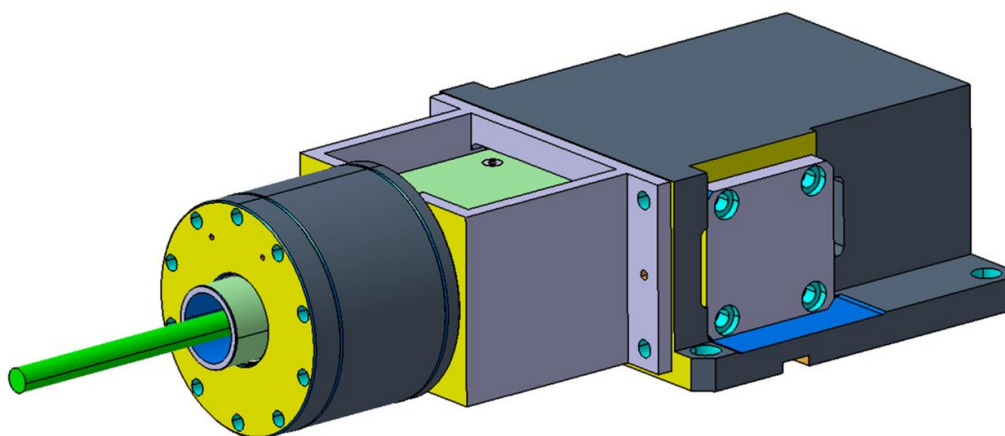
Všechny navržené varianty využívají k transformaci z točivého momentu na axiální sílu pohybové šrouby, kde je točivý moment vyvolán servomotorem. Dále je použit stávající koncept stavební struktury hydraulických smykadel s využitím kluzného vedení pomocí domku a jádra. Jednotlivé varianty se od sebe liší stavební strukturou pohybového šroubu, způsobem vyvolání koncové axiální síly a použitím odlišně pracujících servomotorů.

3.2.1 Varianta č. 1

U této varianty je použit mechanický zesilovač, který umožňuje několikanásobně zvýšit axiální sílu. Tím je dosaženo zmenšení potřebného točivého momentu, tudíž použitý servomotor nemusí být tak výkonný a u pohybového šroubu je možno použít menších průměrů a zástavbový prostor motorové části se zmenší, naopak zástavbový prostor naroste v části mechanického posilovače, ale při vhodně zakomponovaných součástech posilovače do stávajícího jádra a domku lze dosáhnout stejného zástavbového prostoru jako u hydraulických smykadel, jen navíc přibude servomotor. V této variantě je použita stavební struktura pohybového šroubu s otáčející se maticí, kde axiální síla vzniká na šroubu a je vstupním parametrem pro mechanický posilovač. Matice pohybového šroubu je součástí rotoru prstencového servomotoru. Tento rotor je uložen pomocí ložisek s kosoúhlým stykem v tělese motoru. V tomto tělese je rovněž pevně fixován i stator servomotoru. Těleso s motorem je připevněno k domku smykadla. Tato varianta je zobrazena na obrázku 1-3.2.1 a 2-3.2.1. Rozstřel a řez této varianty je vyobrazen v příloze.



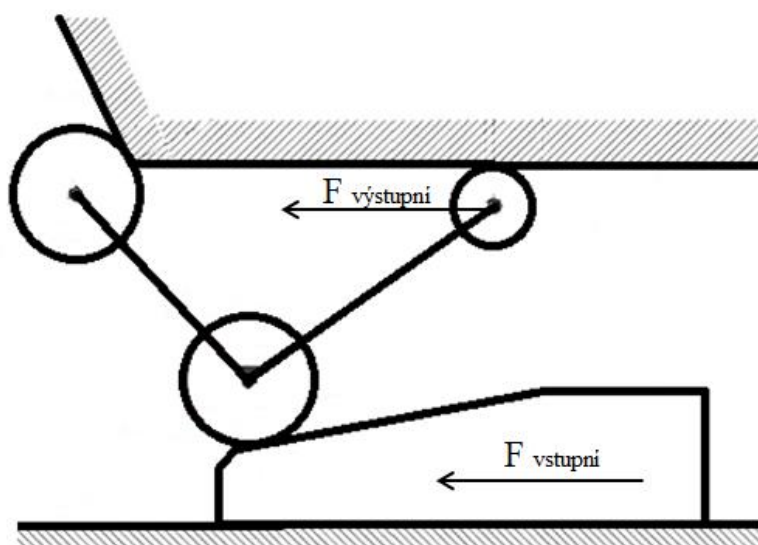
Obr. 1-3.2.1 Smykadlo s variantou č. 1



Obr. 2-3.2.1 Smykadlo s variantou č. 1

Popis mechanického zesilovače

Mechanický zesilovač je mechanismus, který dokáže zvýšit sílu pomocí nakloněných rovin a páky. Vstupním členem je klín, který vnáší do mechanismu sílu. Síla se následně přenáší přes páku, ve které jsou uloženy kladky. První kladka se odvaluje po klínu a druhá kladka se odvaluje nejprve po rovině rovnoběžně se směrem pohybu klínu a následně se převalí na pomocnou nakloněnou rovinu, v tomto okamžiku dochází k zesílení. V našem případě je páka spojena s jádrem, na kterém je vyžadována výstupní síla. Celý mechanismus se pohybuje spolu s jádrem, které vykonává přímočarý pohyb. Při této operaci urazí klín delší vzdálenost než jádro. Tato vlastnost je dána mechanismem, jelikož při odvalování kladek jak po klínu, tak i po pomocné nakloněné rovině, způsobuje zpomalení jádra, tudíž urazí kratší vzdálenost. Celý mechanismus je zapotřebí vrátet do výchozí polohy. Tuto funkci zajišťuje klín, kdy se při zpětném chodu zarazí o zářezky v jádře a celý mechanismus vytáhne. Pro lepší pochopení je mechanismus znázorněn na obr. 3-3.2.1.



Obr. 3-3.2.1 Zesilovací mechanismus

3.2.2 Výpočet a kinematika posilovače

Výpočet zesílení a řešení kinematiky zesilovacího mechanismu bylo provedeno Prof. Dr. Ing. Janem Dupalem. Tímto výpočtem lze zjistit, které parametry nejvíce ovlivňují výsledné zesílení mechanismu. Zpráva o výpočtu je přiložena v příloze č. 1.

3.2.3 Návrhový a kontrolní výpočet pohybového šroubu pro Variantu č. 1

Pro posouzení, zda-li je možné zrealizovat tuto variantu, byly provedeny jednoduché výpočty. Návrh je řešen pro smykadlo o síle 30kN, ale jelikož mechanický zesilovač posiluje sílu o pětinašobek, bude vstupní síla pro veškeré výpočty brána 5x menší.

Návrh průměru pohybového šroubu

Pro běžně používané šrouby s materiálem 50CrMo4 je mez pevnosti v rozmezí od 880 až 1030MPa.

Průměr šroubu je počítán z tahového namáhání, ale víme, že šroub je namáhán ještě krutem, tudíž u dovoleného napětí zohledníme i působení krutu tak, že dovolené napětí v tahu snížíme na půlku.

Axiální síla $F_{ax}=30/5=6$ kN

Mez pevnosti $R_m=880-1030$ MPa

Bezpečnost proti mezi pevnosti $S_m=3$

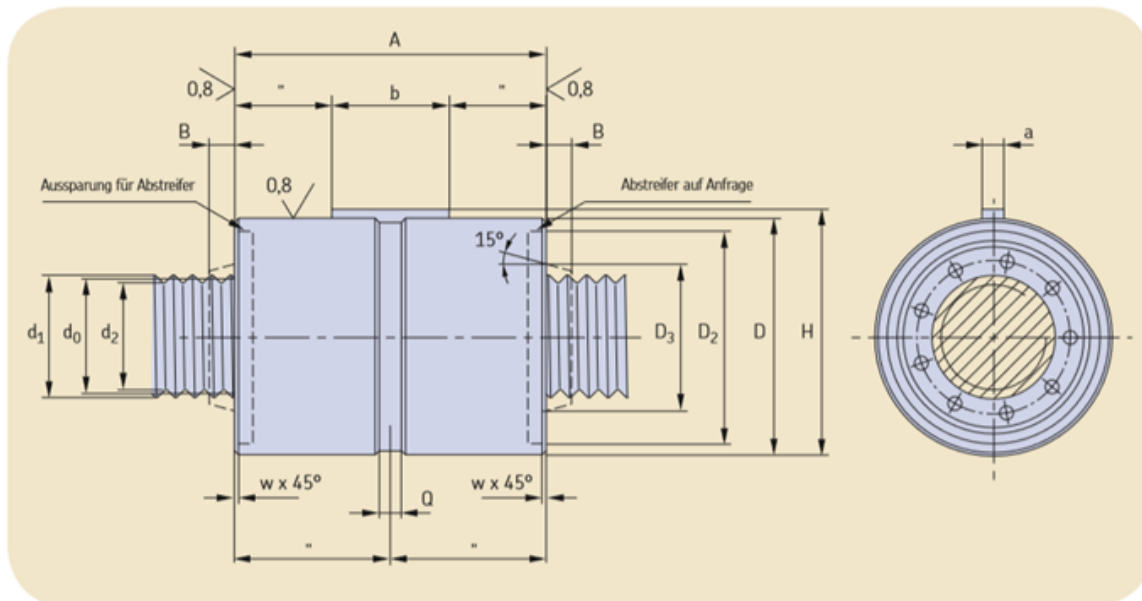
Určení dovoleného napětí

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_m}{S_m} = \frac{880}{3} = 293.334 \text{ MPa}$$

Průměr šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_{ax}}{S_j} \leq \frac{\sigma_{Dov}}{2} \Rightarrow d_j \geq \sqrt{\frac{4 * F_{ax}}{\pi * \frac{\sigma_{Dov}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 * 6000}{\pi * \frac{293.334}{2}}} = 7.217 \text{ mm}$$

Šroub je vybrán z katalogu firmy SKF, která se zabývá výrobou několika typů těchto šroubů. Byl zvolen planetový válečkový pohybový šroub označení SRC 15x5. Volba a důležité parametry jsou zobrazeny v obr. 1-3.2.3.



Bezeichnung	d ₀	d ₁	d ₂	D g6/H7	A h12	w	a h9	b	H	Q	B	D ₂	D ₃
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
SRC 8x4	8	8,4	7,3	25	44	0,5	4	12	26,5	5	3	21,0	13
SRC 12x5	12	12,4	11,3	30	44	0,5	4	12	31,5	5	3	25,0	17
SRC 15x5	15	15,4	14,3	35	50	0,5	4	16	36,5	5	3	30,0	20
SRC 15x8	15	15,5	14,0	35	50	0,5	4	16	36,5	5	3	30,0	20

d ₀	P _h	N	l _p	α	N _γ	N _{max}	C _a	C _{0a}	S _{ap}	m _n	m _s	l _s	l _{ln}	l _{hs}	Z _n	Bezeichnung
mm	mm	—	mm	°			kN	kN	mm	kg	kg/m	kgmm ² /m	kgmm ²	kgmm ²	cm ³	
8	4	4	500	9,04	7	8	11,24	19,59	0,02	0,1	0,4	3,2	11,4	0,1	0,91	SRC 8x4
12	5	5	750	7,55	9	11	17,73	26,71	0,02	0,2	0,9	16,0	22,9	0,4	1,43	SRC 12x5
15	5	5	975	6,06	9	11	25,95	43,59	0,02	0,2	1,4	39,0	45,2	1,2	2,29	SRC 15x5
15	8	5	975	9,71	9	10	27,43	40,78	0,02	0,2	1,4	39,0	45,2	1,2	2,29	SRC 15x8

Obr. 1-3.2.3 Výber z katalogu [5]

Kontrola zvoleného pohybového šroubu

Nyní si vypíši důležité parametry pro následující výpočty.

SRC 15x5

Stoupání závitu P_h=5 mm

Průměry d=15.4 mm, d₂=15mm, d₃=14.3 mm

Součinitel tření f=0.01

Točivý moment

Nejprve si zjistíme účinnost, kde je hnacím zatížením točivý moment.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg}(6.05661)}{\operatorname{tg}(6.05661 + 0.57293)} = 0.913$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{Ph}{\pi * d^2} = \frac{5}{\pi * 15} \Rightarrow \alpha = \operatorname{cotg}\left(\frac{5}{\pi * 15}\right) = 6.05661^\circ$$

$$\operatorname{tg}\varphi = f \Rightarrow \varphi = \operatorname{cotg}(0.01) = 0.57293^\circ$$

$$Mt = \frac{Fax * Ph}{2 * \pi * \eta} = \frac{6000 * 0,005}{2 * \pi * 0.913} = 5.230 \text{ Nm}$$

Tah a krut

$$\sigma_t = \frac{Fax}{S_j} = \frac{Fax}{\frac{\pi * d^3}{4}} = \frac{6000}{\frac{\pi * 14.3^3}{4}} = 37.358 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{Mt}{W_k} = \frac{Mt}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{5.230 * 10^3}{\frac{\pi * 14.3^3}{16}} = 9.108 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

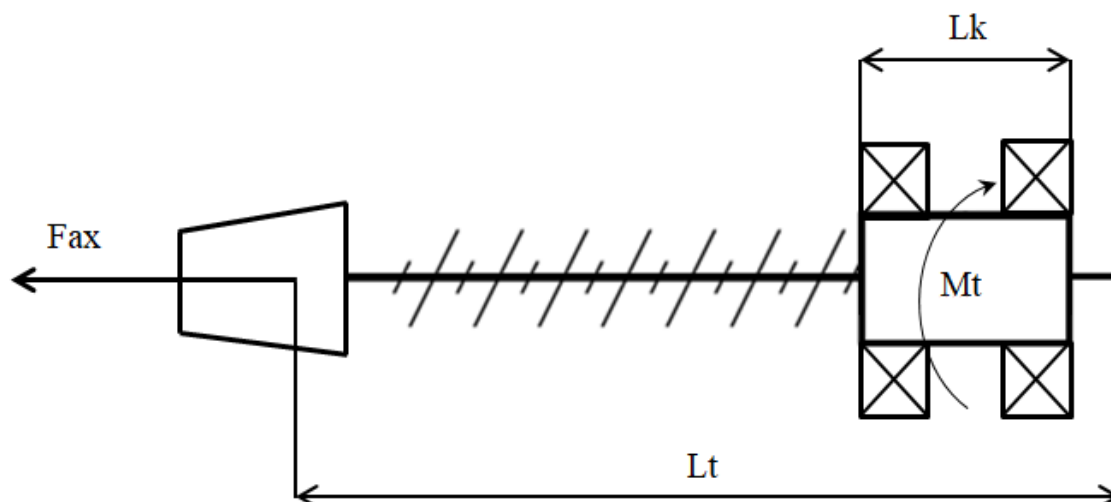
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 * \tau_k^2} = \sqrt{37.358^2 + 4 * 9.108^2} = 41.563 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dov} \Rightarrow 41.563 \leq 293.334$$

Zvolený šroub vyhovuje s dostatečně velkou bezpečností, lze zvolit i menší pohybový šroub.

Deformace pohybového šroubu

Při tomto výpočtu je zjištěno prodloužení pohybového šroubu a pohybové matice a celkové prodloužení ve směru osy. Na obr. 2-3.2.3 je jednoduché schéma pohybového šroubu.



Obr. 2-3.2.3 Jednoduché schéma pohybového šroubu

Délka šroubu zatížená tahem $L_t=415$ mm

Délka matice zatížená krutem $L_k=50$ mm

Krouticí moment $M_t=5.230$ Nm

Modul pružnosti v tahu $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa

Modul pružnosti ve smyku $G=0.805 \cdot 10^5$ MPa

Střední průměr závitu $d_2=15$ mm

Stoupání závitu $P_h=5$ mm

$$y_t = \frac{Fax \cdot Lt}{E \cdot S_j} = \frac{Fax \cdot Lt}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{6000 \cdot 415}{2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 0.0671 \text{ mm}$$

$$y_k = \frac{Mt \cdot Lk}{G \cdot J_k} \cdot \frac{Ph}{2 \cdot \pi} = \frac{Mt \cdot Lk}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \cdot \frac{Ph}{2 \cdot \pi} = \frac{5.230 \cdot 10^3 \cdot 50}{0.805 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 15^4}{32}} \cdot \frac{5}{2 \cdot \pi} = 0.00052 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení $y_c=y_t+y_k=0.0671+0.00052=0.06762$ mm.

Při návrhu a kontrole deformací jsem vyházel ze základních výpočtů, výsledkem těchto výpočtů je velmi malá deformace, z toho vyplývá, dobře zvolený pohybový šroub. Z toho důvodu není potřeba provádět důkladnější výpočty výpočtovými systémy MKP.

Kontrola pohybového šroubu na vzpěr

Pohybové šrouby jsou uvažovány jako štíhle pruty a počítají se na vzpěr, vychází z Eulerova vztahu, který je uveden níže. Zjišťujeme sílu, při které dochází k vybočení šroubu. Součinitel „k“ volím vzhledem k uložení $k=\pi^2$.

Délka šroubu namáhaná na vzpěr $L_c=415$ mm

Modul pružnosti v tahu $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa

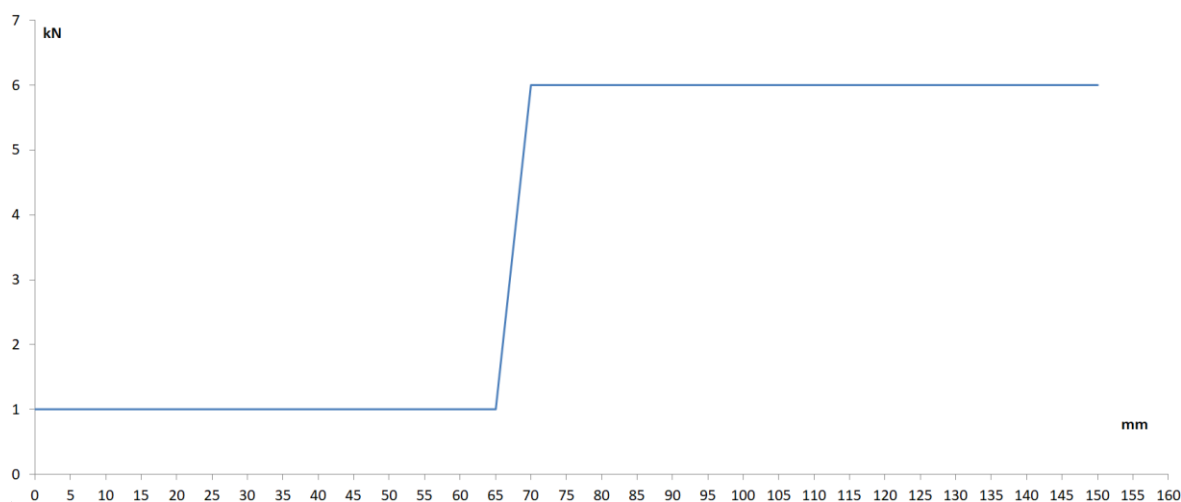
Střední průměr závitu $d_2=15$ mm

$$F_{krit} = k * \frac{E * I}{Lc^2} = k * \frac{E * \frac{\pi * d^4}{64}}{Lc^2} = \pi^2 * \frac{2.1 * 10^5 * \frac{\pi * 15^4}{64}}{415^2} = 12410 \text{ kN}$$

Z toho jednoduchého výpočtu lze vyhodnotit, že šroub vyhovuje.

Životnost pohybového šroubu

Jelikož výrobce udává dynamickou únosnost pohybového šroubu, tzn. je to zatížení, při kterém pohybový šroub dosáhne trvanlivosti jednoho milionu otáček. Proto je provedena kontrola životnosti šroubu. Při tomto výpočtu se vychází z velmi jednoduchých vzorečků, podobným jako se používají pro výpočty ložisek. Základním požadavkem je, aby šroub vydržel 24 hodin denně v provozu a to podobu 250 dní za rok, během jedné hodiny by měl zvládnout 1800 zdvihů. Dalším aspektem je zatěžující síla, která není po celou dobu zdvihu konstantní. Na obr. 3-3.2.3 je znázorněno zatížení axiální silou po dobu zdvihu.



Obr. 3-3.2.3 Zatížení po dobu zdvihu

Z toho obrázku lze určit, po jakou dobu je šroub zatěžován jak velkou silou. Nejprve si vyjádříme procentuálně zdvih, při kterém je zatížení konstantní, přechod z jednoho konstantního zatížení na druhý je zahrnut do zdvihu s vyšším konstantním zatížením, kvůli zjednodušení výpočtu, ve výsledku je rozdíl nepatrný. Hodnoty zatížení jsou vypsány v tab. 1-3.2.3, tyto hodnoty poslouží k dalším výpočtům.

Požadovaná životnost $L_h=24 \cdot 250=6000$ hod (10 800 000 celkový počet zdvihů).

Dynamická únosnost pohybového šroubu $C=25.95$ kN.

Zatížení	Velikost kN	Otáčky ot/min	% z celkového zdvihu	Lh hod
F_{ax1}	1	600	43.3%	2598
F_{ax2}	6	600	56.7%	3402

Tab. 1-3.2.3 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti pohybového šroubu

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (F_{ax}^3 * L_h * n)}{\sum_1^i (L_h * n)}} = \sqrt[3]{\frac{(1^3 * 2598 * 600) + (6^3 * 3402 * 600)}{(2598 * 600) + (3402 * 600)}} = 4.972 \text{ kN}$$

$n_e = 600 \text{ ot/min}$

$$L_h = \frac{16666}{n_e} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16666}{600} * \left(\frac{25.95}{4.972}\right)^{\frac{10}{3}} = 6850 \text{ hod}$$

$L_h \geq L_h \text{ dovolené} \Rightarrow 6850 \geq 6000$

Tímto byla provedena kontrola životnosti, zvolený šroub vyhovuje.

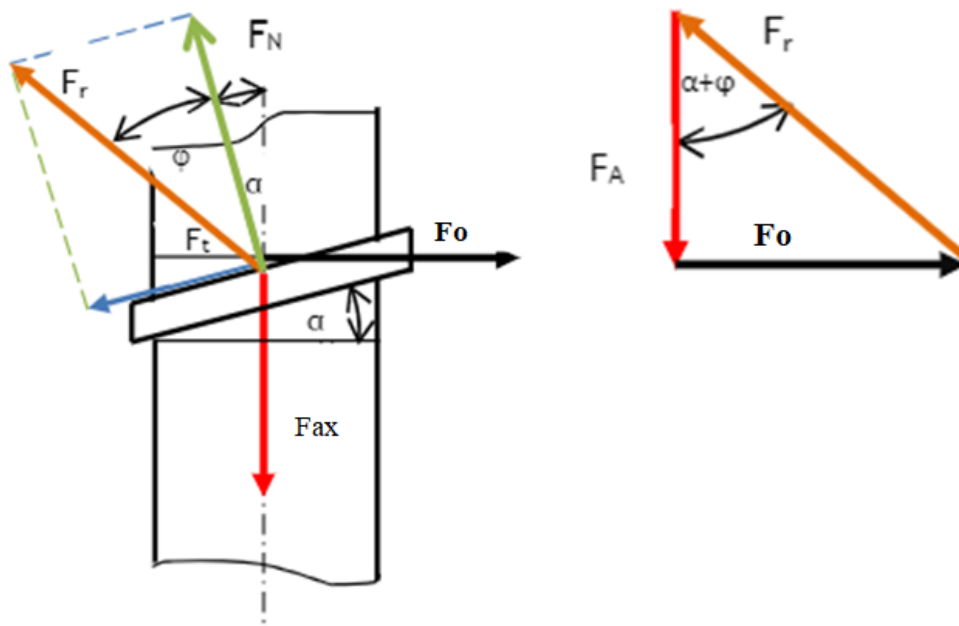
U všech provedených výpočtů bylo zjištěno, že zvolený pohybový šroub vyhovuje požadavkům.

3.2.4 Návrhový výpočet a uložení ložisek pro Variantu č.1

U této varianty je poháněná matice, která je součástí rotoru. Návrh uložení je zobrazen v příloze. Byly zvoleny ložiska s kosoúhlým stykem, které budou překontrolovány dle výpočtu na životnost ložisek. Nejprve určím zatížení v jednotlivých místech uložení, a pak provedu kontrolu.

Rozložení sil na pohybovém šroubu

Obr. 1-3.2.4 poslouží k provedení rozkladu sil.



Obr. 1-3.2.4 Rozložení sil [9]

Jelikož axiální síly a točiví moment jsou známy, lze snadno dopočítat zbylé potřebné síly. Především radiální sílu, která vytváří reakční síly v místech uložení. Tyto síly jsou potřebné do výpočtu ložisek. Z předchozích výpočtů už víme, že zatížení není konstantní, proto provedeme výpočty pro celé spektrum zatížení, podobně jako u životnosti pohybového šroubu.

$$Mt = F_o * \frac{d_2}{2} \Rightarrow F_o = \frac{2 * Mt}{d_2} \text{ nebo } F_o = Fax * tg(\varphi + \alpha)$$

Dle Pythagorovi věty dopočítáme F_r

$$F_r = \sqrt{Fax^2 + F_o^2}$$

S těmito silami je dále počítáno při výpočtu reakcí na nosníku o dvou podporách. V tab. 1-3.2.4 jsou uvedeny všechny potřebné výpočty pro kontrolu ložisek. Síly FL1 a FL2 jsou reakční síly v uložení.

Počet sil	F_{ax} N	F_{L1} N	F_{L2} N	Otáčky ot/min	% z celkového zdvihu	Lh hod
1	1000	503.554	509.856	600	43.3 %	2598
2	6000	3021.370	3059.136	600	56.7 %	3402

Tab. 1-3.2.4 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti ložisek

Nyní si v katalogu od výrobce ložisek vyhledám součinitele radiálního a axiálního zatížení a součinitel e pro poměr F_{ax}/F_r .

$$e=1.14$$

$$x_1=0.35, y_1=0.26$$

$$x_2=0.35, y_2=0.57$$

Ložisko s kosohýlným stykem 7305 BEGAP

Dynamická únosnost ložiska $C=26.5$ kN

$$\frac{Fax}{F_r} = \frac{1000}{503.554} = 1.98 \geq e \Rightarrow \text{volíme součinitele } x_2 \text{ a } y_2.$$

Jelikož jsou síly v poměru, není nutné provádět znovu poměr F_{ax}/F_r .

$$F_{e1} = x_2 * F_{L1} + y_2 * F_{ax1} = 0.35 * 503.554 + 0.57 * 1000 = 746.244 \text{ N}$$

$$F_{e2} = x_2 * F_{L2} + y_2 * F_{ax2} = 0.35 * 3021.370 + 0.57 * 6000 = 4477.480 \text{ N}$$

$$F_{el} = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (F_{e1}^3 * Lh * n)}{\sum_1^i (Lh * n)}} = \sqrt[3]{\frac{(746.244^3 * 2598 * 600) + (4477.480^3 * 3402 * 600)}{(2598 * 600) + (3402 * 600)}}$$

$$= 3710.271 \text{ N}$$

$$n_{el} = 600 \text{ ot/min}$$

$$L_h = \frac{16666}{n_{el}} * \left(\frac{C}{F_{el}}\right)^3 = \frac{16666}{600} * \left(\frac{26500}{3710.271}\right)^3 = 10120 \text{ hod}$$

$$L_h \geq L_h \text{ dovolené} \Rightarrow 10120 \geq 6000$$

Ložisko vyhovuje.

Ložisko s kosouhlým stykem 7210 BEGAP

Dynamická únosnost ložiska $C=40$ kN

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{1000}{509.856} = 1.96 \geq e \Rightarrow \text{volíme součinitele } x_2 \text{ a } y_2.$$

Jelikož jsou síly v poměru, není nutné provádět znovu poměr F_{ax}/F_r .

$$F_{e1} = x_2 * F_{L1} + y_2 * F_{ax1} = 0.35 * 509.856 + 0.57 * 1000 = 748.450 \text{ N}$$

$$F_{e2} = x_2 * F_{L2} + y_2 * F_{ax2} = 0.35 * 3059.136 + 0.57 * 6000 = 4490.700 \text{ N}$$

$$F_{el} = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (F_{e1}^3 * L_h * n)}{\sum_1^i (L_h * n)}} = \sqrt[3]{\frac{(748.450^3 * 2598 * 600) + (4490.700^3 * 3402 * 600)}{(2598 * 600) + (3402 * 600)}}$$

$$= 3721.225 \text{ N}$$

$$n_{el} = 600 \text{ ot/min}$$

$$L_h = \frac{16666}{n_{el}} * \left(\frac{C}{F_{el}}\right)^3 = \frac{16666}{600} * \left(\frac{40000}{3721.225}\right)^3 = 34498 \text{ hod}$$

$$L_h \geq L_h \text{ dovolené} \Rightarrow 34498 \geq 6000$$

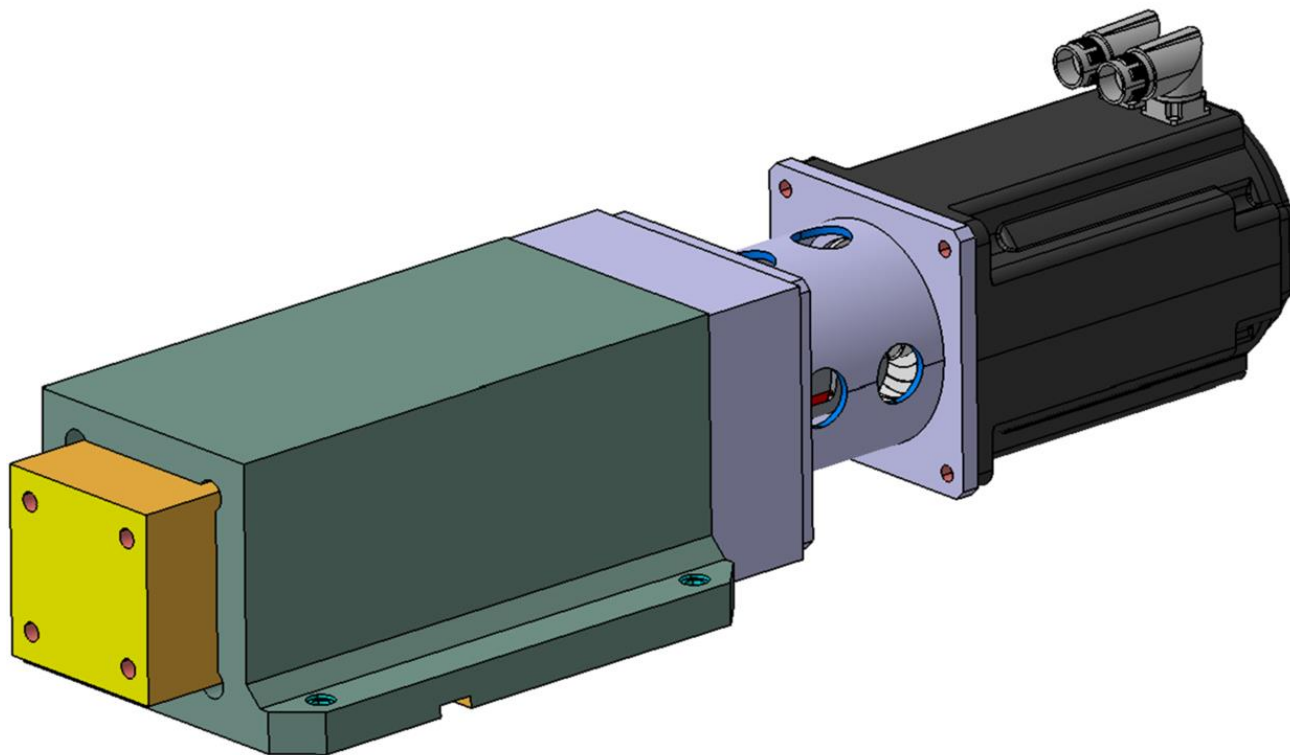
Ložisko vyhovuje.

Servomotor

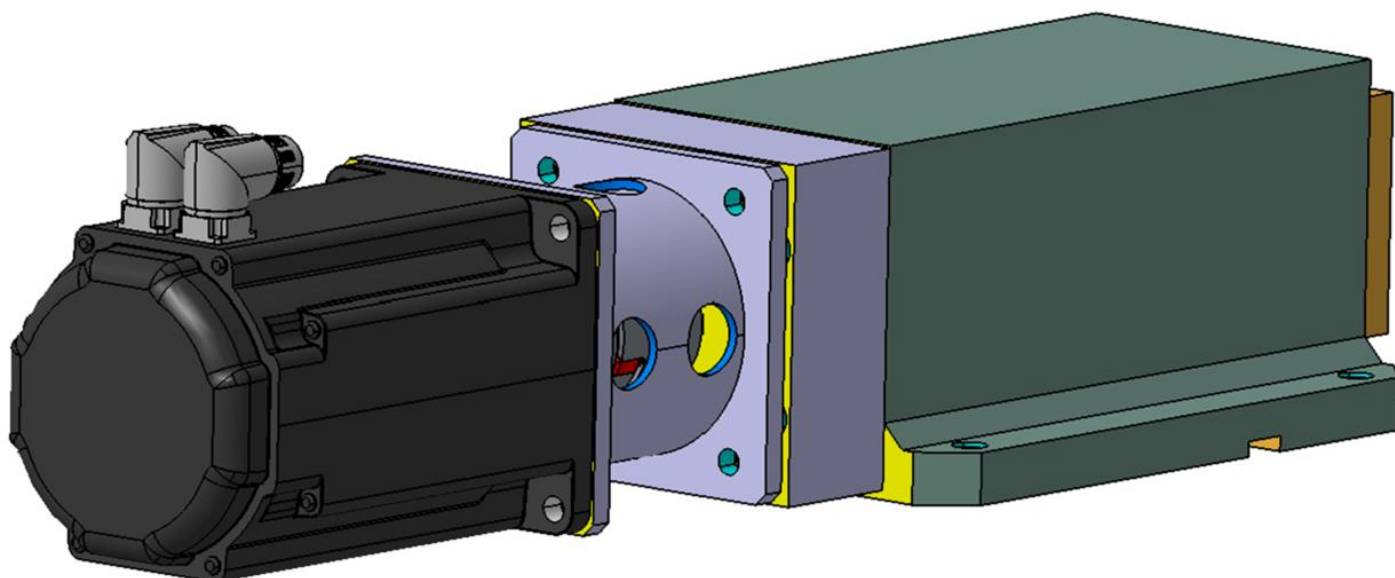
V této variantě je použit prstencový servomotor od firmy Kollmorgen s označením KBM-25 H01- B00, který splňuje veškeré požadavky, těmi jsou otáčky a požadovaný točivý moment.

3.2.5 Varianta č. 2

V této variantě je použita stavební struktura, kdy se otáčí šroub, a posouvá se matice. Matice je pevně zafixována v jádru, jak proti otočení, tak proti axiálnímu vůlím. Jádro je zalito v domku pomocí speciální zalévací pryskyřice. Rotace šroubu je vyvozena servomotorem a šroub po sobě posouvá matici s jádrem a vytváří tak přímočarý pohyb. K domku je připevněna ložisková deska, ve které je uložen pohybový šroub pomocí kuželíkových ložisek. U této varianty není potřeba řešit složitě zpětný chod, jelikož stačí obrátit smysl otáčení pohybového šroubu. Toto provedení je velice jednoduché a vyvozená síla servomotorem je rovna střížné síle. Pohybový šroub je spojen se servomotorem pomocí spojky. Tato varianta je zobrazena na obrázku 1-3.2.5 a 2-3.2.5. Rozstřel a řez této varianty je vyobrazen v příloze.



Obr. 1-3.2.5 Smykadlo s variantou č. 2



Obr. 2-3.2.5 Smykadlo s variantou č. 2

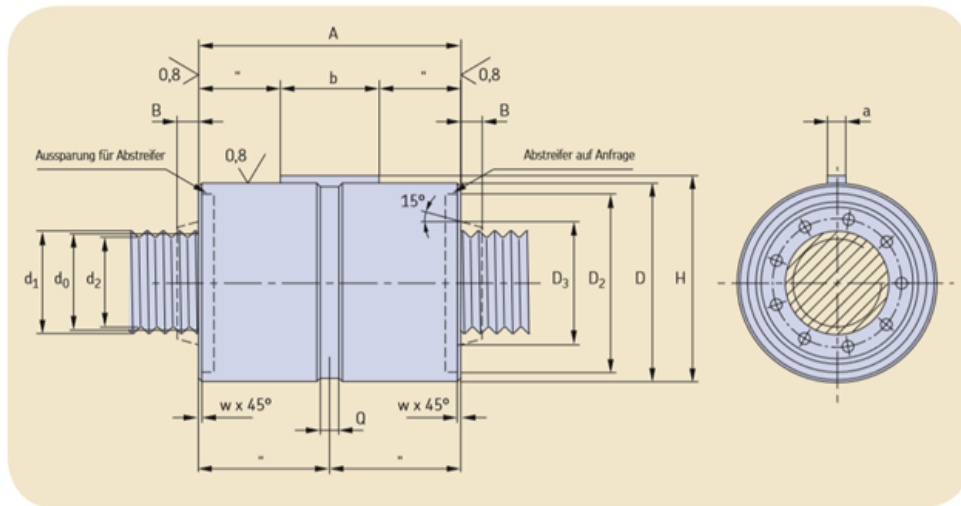
3.2.6 Návrhový a kontrolní výpočet pohybového šroubu pro Variantu č. 2

Pro návrh šroubu byly použity jednoduché výpočty. Návrh byl proveden pro smykadlo o síle 30 kN. Použité výpočty jsou totožné s výpočty v první variantě, proto zde nebudou uvedeny některé mezi výpočty, jejichž hodnoty jsou již známy.

Návrh průměru pohybového šroubu

$$\sigma_t = \frac{Fax}{S_j} \leq \frac{\sigma_{Dov}}{2} \Rightarrow dj \geq \sqrt{\frac{4 * Fax}{\pi * \frac{\sigma_{Dov}}{2}}} = \sqrt{\frac{4 * 30000}{\pi * \frac{293.334}{2}}} = 16.138 \text{ mm}$$

Volím planetový válečkový šroub od firmy SKF označení SRC 21x10. Volba a důležité parametry jsou zobrazeny v obr. 1-3.2.6.



Bezeichnung	d ₀	d ₁	d ₂	D g6/h7	A h12	w	a h9	b	H	Q	B	D ₂	D ₃
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
SRC 21x5	21	21,4	20,3	45	64	0,5	5	20	47,0	5	4	40,5	26
SRC 21x6	21	21,4	20,3	45	64	0,5	5	20	47,0	5	4	40,5	26
SRC 21x8	21	21,5	20,0	45	64	0,5	5	20	47,0	5	4	40,5	26
SRC 21x10	21	21,8	19,7	45	64	0,5	5	20	47,0	5	4	40,5	26

d ₀	P _h	N	l ₀	α	N _t	N _{max}	C _s	C _{0a}	S _{0p}	m _n	m _s	l _s	l _{tn}	l _{ts}	Z _n	Bezeichnung
mm	mm	—	mm	°			kN	kN	mm	kg	kg/m	kgmm ² /m	kgmm ²	kgmm ²	cm ³	
21	5	5	1400	4,33	9	11	50,55	81,97	0,02	0,4	2,7	149,9	141,2	6,5	5,03	SRC 21x5
21	6	5	1400	5,20	9	11	52,77	82,18	0,02	0,4	2,7	149,9	141,2	6,5	5,03	SRC 21x6
21	8	5	1400	6,95	9	11	54,44	78,06	0,02	0,4	2,7	149,9	141,2	6,5	5,03	SRC 21x8
21	10	5	1400	8,62	9	10	59,24	83,01	0,04	0,4	2,7	149,9	141,2	6,5	5,03	SRC 21x10

Obr 1-3.2.6 Výběr z katalogu [5]

Kontrola zvoleného pohybového šroubu

SRC 21x10

Stoupání závitu $P_h=5$ mm

Průměry $d=21.8$ mm, $d_2=21$ mm, $d_3=19.7$ mm

Součinitel tření $f=0.01$

Točivý moment

Zjištění účinnosti

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg}(4.33405)}{\operatorname{tg}(4.33405 + 0.57293)} = 0.883$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{Ph}{\pi * d_2} = \frac{5}{\pi * 21} \Rightarrow \alpha = \operatorname{cotg}\left(\frac{5}{\pi * 21}\right) = 4.33405^\circ$$

$$\operatorname{tg}\varphi = f \Rightarrow \varphi = \operatorname{cotg}(0.01) = 0.57293^\circ$$

$$Mt = \frac{Fax * Ph}{2 * \pi * \eta} = \frac{30000 * 0,005}{2 * \pi * 0.883} = 27.037 \text{ Nm}$$

Tah a krut

$$\sigma_t = \frac{Fax}{S_j} = \frac{Fax}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} = \frac{30000}{\frac{\pi * 20.3^2}{4}} = 92.691 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{Mt}{W_k} = \frac{Mt}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} = \frac{27.037 * 10^3}{\frac{\pi * 20.3^3}{16}} = 16.460 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

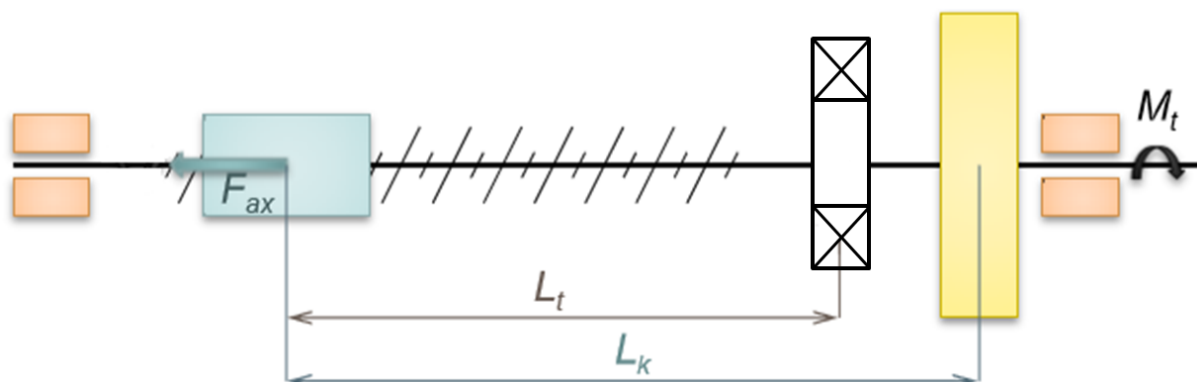
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 * \tau_k^2} = \sqrt{92.691^2 + 4 * 16.460^2} = 98.363 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Dov} \Rightarrow 98.363 \leq 293.334$$

Šroub SRC 21x10 vyhovuje a mohl by být zvolen menší průměr.

Deformace pohybového šroubu

V tomto výpočtu je zjištěno prodloužení pohybového šroubu. Na obr. 2-3.2.6 je jednoduché schéma pohybového šroubu.



Obr. 2-3.2.6 Jednoduché schéma pohybové šroubu [2]

Délka šroubu zatížená tahem $L_t=168.75$ mm

Délka matice zatížená krutem $L_k=300.75$ mm

Krouticí moment $M_t=27.037$ Nm

Modul pružnosti v tahu $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa

Modul pružnosti ve smyku $G=0.805 \cdot 10^5$ MPa

Střední průměr závitu $d_2=21$ mm

Stoupání závitu $P_h=5$ mm

$$y_t = \frac{F_{ax} * L_t}{E * S_j} = \frac{F_{ax} * L_t}{E * \frac{\pi * d_2^2}{4}} = \frac{30000 * 168.75}{2.1 * 10^5 * \frac{\pi * 21^2}{4}} = 0.0696 \text{ mm}$$

$$y_k = \frac{M_t * L_k}{G * J_k} * \frac{P_h}{2 * \pi} = \frac{M_t * L_k}{G * \frac{\pi * d_2^4}{32}} * \frac{P_h}{2 * \pi} = \frac{27.037 * 10^3 * 300.75}{0.805 * 10^5 * \frac{\pi * 21^4}{32}} * \frac{5}{2 * \pi} = 0.0042 \text{ mm}$$

Celkové prodloužení $y_c=y_t+y_k=0.0696+0.0042=0.0738$ mm.

Deformace pohybového šroubu v ose je zanedbatelná, proto není třeba provádět důkladnější výpočet pomocí výpočetní techniky.

Kontrola pohybového šroubu na vzpěr

Stejně jako u předchozí varianty je zkontrolován šroub na vzpěr, dle uložení je zvolen koeficient „ $k^c=\left(\frac{\pi}{2}\right)^2$ “

Délka šroubu namáhaná na vzpěr $L_c=168.75$ mm

Modul pružnosti v tahu $E=2.1 \cdot 10^5$ MPa

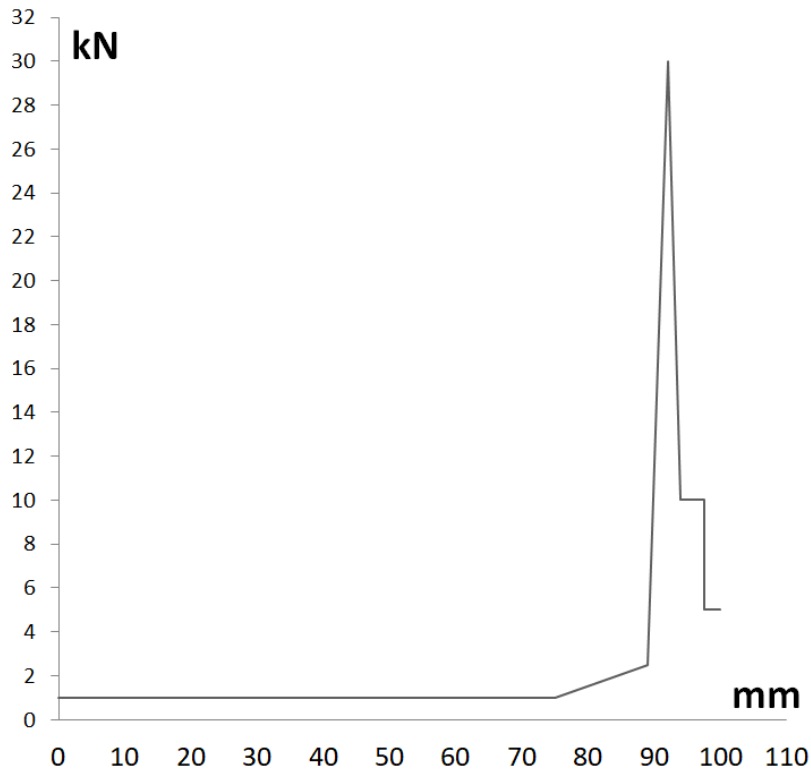
Střední průměr závitu $d_2=21$ mm

$$F_{krit} = k * \frac{E * I}{Lc^2} = k * \frac{E * \frac{\pi * d^4}{64}}{Lc^2} = \pi^2 * \frac{2.1 * 10^5 * \frac{\pi * 21^4}{64}}{168.75^2} = 70400 \text{ kN}$$

Z toho jednoduchého výpočtu lze vyhodnotit, že šroub vyhovuje.

Životnost pohybového šroubu

Stejně jako v předchozí variantě, i zde je šroub zatěžován proměnlivou axiální silou. Zatížení je znázorněno na obr. 3-3.2.6. Požadavky na pohybový šroub jsou stejné jako u varianty č. 1.



Obr. 3-3.2.6 Zatížení po dobu zdvihu

Z obrázku lze určit, jak je šroub zatěžován. Opět si vyjádřím procentuální zatížení po dobu zdvihu. Hodnoty jsou zapsány v tabulce 1-3.2.6

Zatížení	Velikost kN	Otáčky ot/min	% z celkového zdvihu	Lh hod
F_{ax1}	1	600	75%	4500
F_{ax2}	2.5	600	14%	840
F_{ax3}	30	600	5%	300
F_{ax4}	10	600	3.5%	210
F_{ax5}	5	600	2.5%	150

Tab. 1-3.2.6 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti pohybového šroubu

Dynamická únosnost šroubu SRC 21x10, C=59.24 kN.

$$Fe = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (Fax^3 * Lh * n)}{\sum_1^i (Lh * n)}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{(1^3 * 4500 * 600) + (2.5^3 * 840 * 600) + (30^3 * 300 * 600) + (10^3 * 210 * 600) + (5^3 * 150 * 600)}{(4500 * 600) + (840 * 600) + (300 * 600) + (210 * 600) + (150 * 600)}} = 11.163 \text{ kN}$$

ne=600 ot/min

$$Lh = \frac{16666}{ne} * \left(\frac{C}{Fe}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16666}{600} * \left(\frac{59.24}{11.163}\right)^{\frac{10}{3}} = 7240 \text{ hod}$$

$Lh \geq Lh \text{ dovolené} \Rightarrow 7240 \geq 6000$

Tímto byla provedena kontrola životnosti, zvolený šroub vyhovuje.

Šroub vyhovuje ve všech provedených výpočtech.

3.2.7 Návrhový výpočet a uložení ložisek pro Variantu č.2

V této variantě je poháněný šroub, který posouvá matici. Návrh uložení je zobrazen v příloze. Zde byly zvoleny ložiska kuželíková, které budou překontrolovány dle výpočtu na životnost ložisek. Výpočty zatížení v místech uložení jsou stejné jako u varianty č. 1, i zatížení není po celou dobu zdvihu stejné, proto hodnoty pro výpočet životnosti ložisek budou rovnou zapsány do tabulky 1-3.2.7.

Počet sil	F_{ax} N	F_{L1} N	Otáčky ot/min	% z celkového zdvihu	Lh hod
1	1000	219.376	600	75%	4500
2	2500	548.440	600	14%	840
3	30000	6581.300	600	5%	300
4	10000	2193.760	600	3.5%	210
5	5000	1096.880	600	2.5%	150

Tab. 1-3.2.7 Potřebné hodnoty pro výpočet životnosti ložisek

Nyní si v katalogu od výrobce ložisek vyhledám součinitele radiálního a axiálního zatížení a součinitel e pro poměr F_{ax}/F_r .

e=0.3

$x_1=0, y_1=2$

$x_2=0, y_2=1.1$

Kuželíkové ložisko 30304/DF

Ložiska jsou spárované čelem k sobě.

Dynamická únosnost páru ložisek je $C=83.8$ kN

$$\frac{F_{ax}}{F_r} = \frac{1000}{219.376} = 4.5 \geq e \Rightarrow \text{volíme součinitele } x_2 \text{ a } y_2.$$

Jelikož jsou síly v poměru, není nutné provádět znovu poměr F_{ax}/F_r .

$$F_{e1} = y_2 * F_{ax1} = 1.1 * 1000 = 1100 \text{ N}$$

$$F_{e2} = y_2 * F_{ax2} = 1.1 * 2500 = 2750 \text{ N}$$

$$F_{e3} = y_2 * F_{ax3} = 1.1 * 30000 = 33000 \text{ N}$$

$$F_{e4} = y_2 * F_{ax4} = 1.1 * 10000 = 11000 \text{ N}$$

$$F_{e5} = y_2 * F_{ax5} = 1.1 * 5000 = 5500 \text{ N}$$

$$F_{el} = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (F_{e_i}^3 * L_h * n)}{\sum_1^i (L_h * n)}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{(1100^3 * 4500 * 600) + (2750^3 * 840 * 600) + (33000^3 * 300 * 600) + (11000^3 * 210 * 600) + (5500^3 * 150 * 600)}{(4500 * 600) + (840 * 600) + (300 * 600) + (210 * 600) + (150 * 600)}}$$

$$= 12279.336 \text{ N}$$

$$n_{el} = 600 \text{ ot/min}$$

$$L_h = \frac{16666}{n_{el}} * \left(\frac{C}{F_{el}}\right)^3 = \frac{16666}{600} * \left(\frac{41900}{12279.336}\right)^3 = 16745 \text{ hod}$$

$$L_h \geq L_h \text{ dovolené} \Rightarrow 16745 \geq 6000$$

Ložisko vyhovuje.

Servomotor

U této varianty je zvolen servomotor s přímým pohonem od firmy Kollmorgen s označením AKM 64L-ACCNL B00. Tento motor splňuje veškeré požadavky.

3.3 Zhodnocení a výběr varianty

Obě varianty splňují požadavek na použití původního konceptu stavební struktury hydraulického smykadla. Ve variantách došlo k navržení pohonů, které pohání smykadlo jinak než s využitím medií. V původním hydraulickém smykadle je jádro poháněno přímočarým hydromotorem s oboustrannou pístnicí, u navržených variant je jádro poháněno pomocí pohybových šroubů a servomotorů. U obou variant došlo k úpravě domku i jádra, ale rozměrově se zástavový prostor nijak zvláště nezvětšil. Díky konstrukčnímu řešení jsou nově navržená smykadla velmi podobná původním. U varianty č. 1 je velkou výhodou, že lze dosahovat velkých střížných sil pomocí malých motorů, z důvodu posílení síly v mechanickém posilovači, tato varianta se hodí spíše pro velké stříhací síly, nevýhodou může být složitá konstrukce provedení a oproti variantě č. 2 je zde použito více komponentů. Výhodou varianty č. 2 je jednoduchost konstrukce. Obě varianty mají velice snadné řízení servomotorů a lze měřit velice přesně některé parametry, například vzdálenost vysunutí jádra, kde z převodu otáček na pohybovém šroubu lze odečíst přesnou hodnotu. U varianty č. 2 lze snadno měnit i polohu stříhu, což u varianty č. 1 nelze. Pro zhodnocení a výběr varianty jsou zvoleny kritéria, podle kterých bude následně vybrána varianta pro navržení celé využitelné řady smykadel. Tyto kritéria jsou zobrazeny ve srovnávací tabulce 1-3.3.

Kritéria	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Hydraulická smykadla	Ideální řešení
Zástavbový prostor - délka	6	7	10	10
Zástavbový prostor – šířka a výška	8	8	10	10
Zapojitelnost kabeláže/trubek	9	9	8	10
Vyrobitelnost	5	8	8	10
Obtížnost montáže a demontáže	5	7	6	10
Výrobní náklady	6	8	9	10
Energetická náročnost	9	7	5	10
Řiditelnost	9	9	5	10
Životnost	7	7	6	10
Možnost poruchy	5	7	6	10
Σ	69	77	73	100

Tab. 1-3.3 Zhodnocení variant

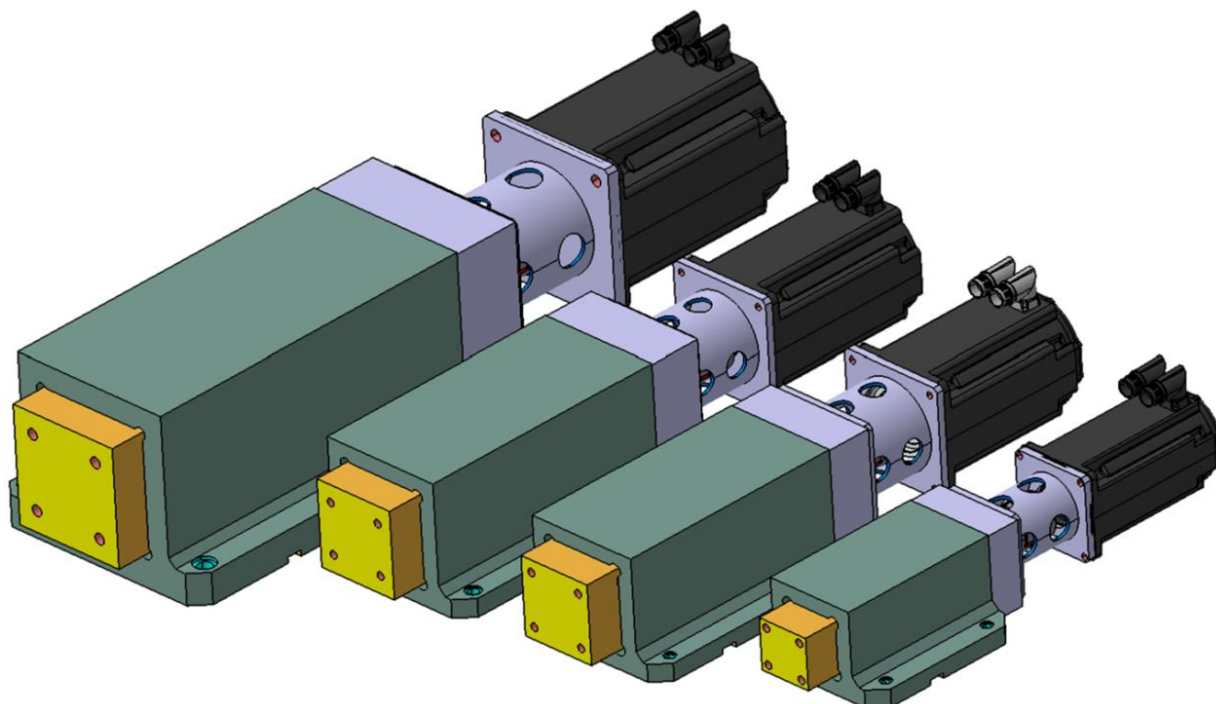
Z toho výsledku lze usoudit, že varianta č. 2 je vhodným adeptem pro náhradu hydraulických smykadel. Tato varianta nenajde uplatnění pouze u smykadel s domkem a jádrem, jakož je navrženo, ale do budoucna by se mohla tato varianta integrovat přímo do odliček nástrojů a došlo by tím k odstranění domků, tudíž by se ještě zmenšil zástavbový prostor celého nástroje. Využívání těchto stříhacích jednotek vyžaduje odlišnou konstrukci, než se používá při navrhování nástrojů s hydraulickými smykadly. Pro tuto variantu bude navržena celá řada.

3.4 Návrh řady

Z již známé řady velikostí současně používaných hydraulický smykadel je navržena nová řada smykadel. Řada je navržena tak, aby odpovídala všem základním požadavkům, jak konstrukčním tak technologickým. Při návrhu řady bude použito co nejvíce stejných prvků a dílů. Cílem je snížit výrobní náklady. Jednotlivé síly smykadel jsou zvoleny dle stříhaného materiálu a délky stříhu. Řada je navržena pro čtyři velikosti střížné síly a to 9, 30, 45 a 90 kN. Při návrhu jednotlivých velikostí smykadel bylo vycházeno z výpočtů, které byly provedeny u varianty č. 2. Byly zvoleny pohybové šrouby dle katalogu od firmy SKF, které byly následně překontrolovány. Následovala volba a kontrola ložisek pro dané zatížení. K jednotlivým velikostem smykadel byl v katalogu od firmy Kollmorgen vyhledán servomotor s požadovanými parametry. Došlo k přemodelování již vytvořené velikosti 30 kN a byla vytvořena celá řada smykadel. V tabulce 1-3.4 jsou uvedeny všechny základní rozměry a zvolené součástky. Celá navržená řada je zobrazena na obr. 1-3.4.

Síla kN	Zvolený šroub	Označení ložiska	Servomotor
9	SRC 12x5	30202	AKM 53X-ACCNLB00
30	SRC 21x10	30304	AKM 64X- ACCNLB00
45	SRC 25x5	30305	AKM 65X- ACCNLB00
90	SRC 30x5	31308	AKM 74X- ACCNLB00

Tab. 1-3.4 Řada smykadel



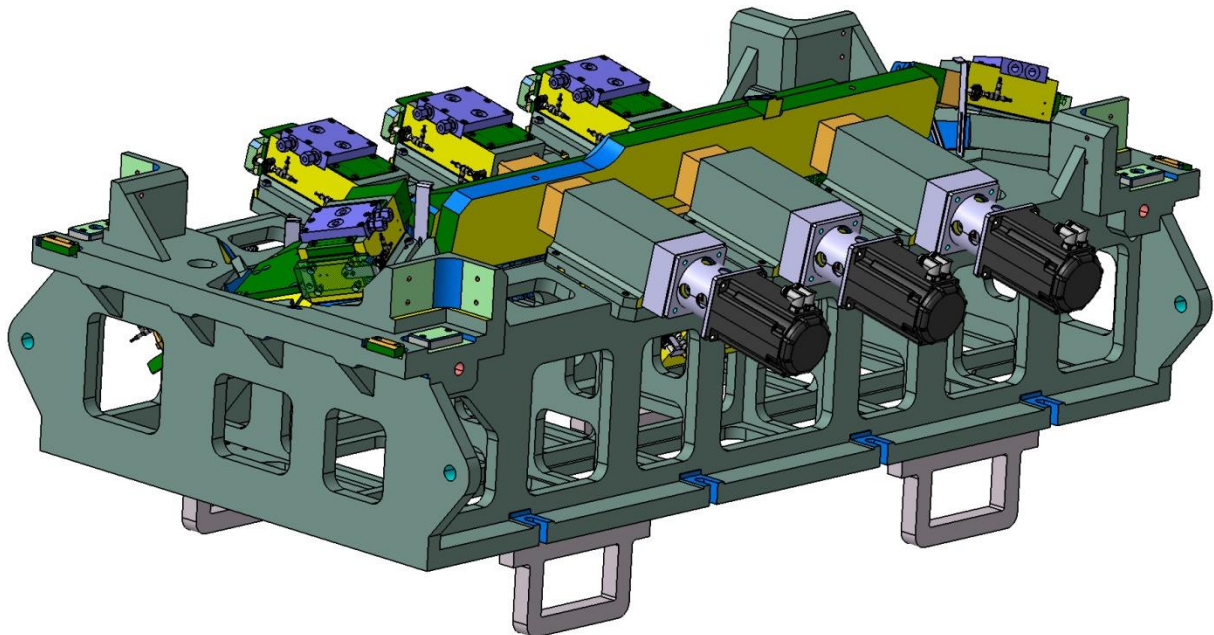
Obr. 1-3.4 Řada smykadel

4. Závěr

V bakalářské práci byly navrženy možné varianty náhrady hydraulických smykadel. Obě varianty využívají pohybových šroubů a servomotorů k dosažení požadovaných výsledků. Varianty se od sebe odlišují konstrukcí, liší se jejich stavební struktury pohybových šroubů, servomotory a způsob dosažení výsledné síly. U obou variant bylo použito jednoduchých výpočtů, které sloužili pro volbu některých komponentů z katalogu. Obě nově navržené smykadla jsou schopné konkurovat hydraulickým smykadlům, protože splňují stejné požadavky, ale zároveň jsou elektropohony novým trendem na trhu a mnohdy i požadavkem zákazníků. S využitím těchto smykadel dochází ke snížení nákladů na provozní energie.

Při navrhování nových nástrojů s využitím těchto smykadel je potřeba změnit přístup ke stavbě a konstrukci celých zařízení. Smyslem při těchto stavbách je využít jeden druh energie, který je použit pro celý nástroj nebo stroj. Do budoucna lze použít nově navržené smykadlo bez domku a zaintegrovat ho do rámu nebo odlitku nástroje, což má velký smysl pro tvorbu nových konkurence schopných zařízení. Z ekonomického hlediska porovnání mezi stávajícími a nově navrženými smykadly lze do budoucna řešit.

Velkým přínosem je návrh celé řady smykadel. Tyto smykadla tvoří možnou použitelnou alternativu a mohou být uplatněny při návrhu nových ostříhovacích nástrojů. Z důvodu ochrany „know how“ budou některé přílohy dodány při obhajobě. Na obr. 1-4 je zobrazeno použití nových smykadel v nástroji, lze porovnat s obrázkem viz kapitola 1.1.



Obr. 1-4 Použití nových smykadel v nástroji

5. Použitá literatura

5.1 Knižní publikace

- [1] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy: vysokoškolská učebnice pro strojnické fakulty vysokých škol technických*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1988.
- [2] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0093-5.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [12] RUDOLF, Bedřich. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce : vysokoškolská učebnice*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979.

5.2 Internetové publikace

- [4] Roller screw catalogue. [online]. 2014[cit. 2019-5-20] Dostupné z https://www.skf.com/binary/tcm:12-153959/0901d19680303e17-14489-EN---Roller-screw-catalogue_tcm_12-153959.pdf
- [5] Linear motion standard range. [online]. 2012[cit. 2019-5-20] Dostupné z https://www.skf.com/binary/tcm:12-68266/0901d196801b91d8-12774-EN-Linear-motion-standard-range_tcm_12-68266.pdf
- [6] Rollengewindetriebe. [online]. 2008[cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.boie.de/ftp/pub/skf/4351DE.pdf>
- [7] Electric vs Hydraulic Actuators Wp. 2016[cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.scribd.com/document/344483836/9900-4412-00-Electric-vs-Hydraulic-Actuators-Wp>
- [8] Servo Motors AKM series.[cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/>
- [9] Servo Motors KBM series.[cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/direct-drive/kbm-series-frameless/>
- [9] DOCPLAYER. 2019 [cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://docplayer.cz/17646075-Sroubove-spoje-vyklad.html>
- [10] Ball screw. [cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/ball-screw-guide.php>
- [11] Product tables. [cit. 2019-5-20] Dostupné z <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/product-tables.html>

Příloha č. 1

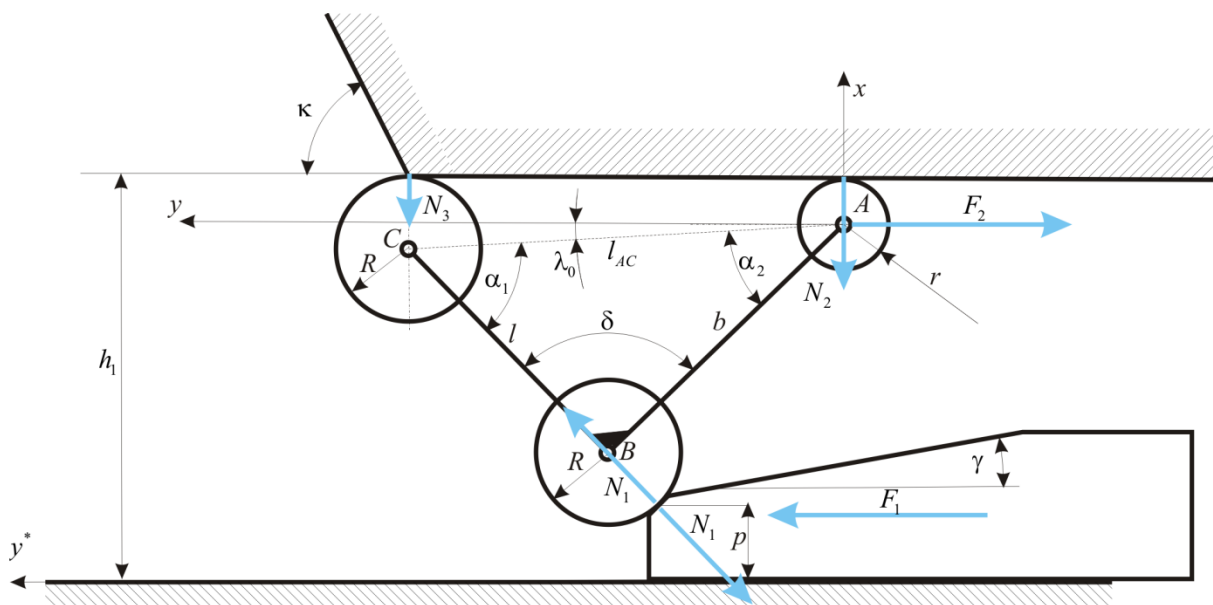
Tato příloha obsahuje podrobnou zprávu o výpočtu zesílení mechanického posilovače.

Úvod:

Předložená zpráva obsahuje metodiku a algoritmus řešení kinematiky a silového působení na jednotlivé komponenty mechanického posilovače firmy Kiefel Automotive s.r.o. Součástí zprávy je též programové vybavení pro realizaci výpočtu silových veličin za bodem zlomu ve vedení lisovacího aparátu v závislosti na jeho posunutí. V celé zprávě jsou prováděny zjednodušené výpočty se zanedbáním tření a valivých odporů. Při výpočtu rozdělíme oblasti vyšetřování na dvě části. Ta první část bude odpovídat situaci, kdy levá opěrná kladka, na níž působí normální síla je před bodem zlomu vedení.

1. Podmínky rovnováhy před bodem zlomu

Na obr. 1.1 je znázorněno zjednodušené schéma poloviny mechanismu posilovače [1] (posilovač je osově symetrický okolo osy y^*).



Obr. 1.1

Nejdříve je třeba provést některé geometrické výpočty. Předpokládáme, že jsou zadány veličiny $l, b, h_1, p, \kappa, \delta, F_1$. Cílem výpočtu v první etapě je výpočet síly F_2 , která v tomto případě je shodná se silou F_1 a normálové reakce N_1, N_2, N_3 působící z vedení na mechanismus lisu. Potřebné geometrické veličiny získáme podle vztahů

$$l_{AC} = \sqrt{l^2 + b^2 - 2lb \cos \delta}. \quad (1.1)$$

Dále určíme zbylé úhly

$$\sin \lambda_0 = \frac{R-r}{l_{AC}} \Rightarrow \lambda_0 = \arcsin \frac{R-r}{l_{AC}}, \quad (1.2)$$

dále ze sinové věty určíme

$$\frac{\sin \alpha_2}{l} = \frac{\sin \delta}{l_{AC}} \Rightarrow \alpha_2 = \arcsin\left(\frac{l}{l_{AC}} \sin \delta\right). \quad (1.3)$$

Z podmínky vodorovné rovnováhy klínu určíme

$$N_1 = F_1 \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (1.4)$$

Nyní můžeme psát tři podmínky rovnováhy (2 složkové a jednu momentovou) pro mechanismus posilovače

$$y: \underbrace{F_2 - N_1}_{F_1} \frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \Rightarrow F_2 = F_1,$$

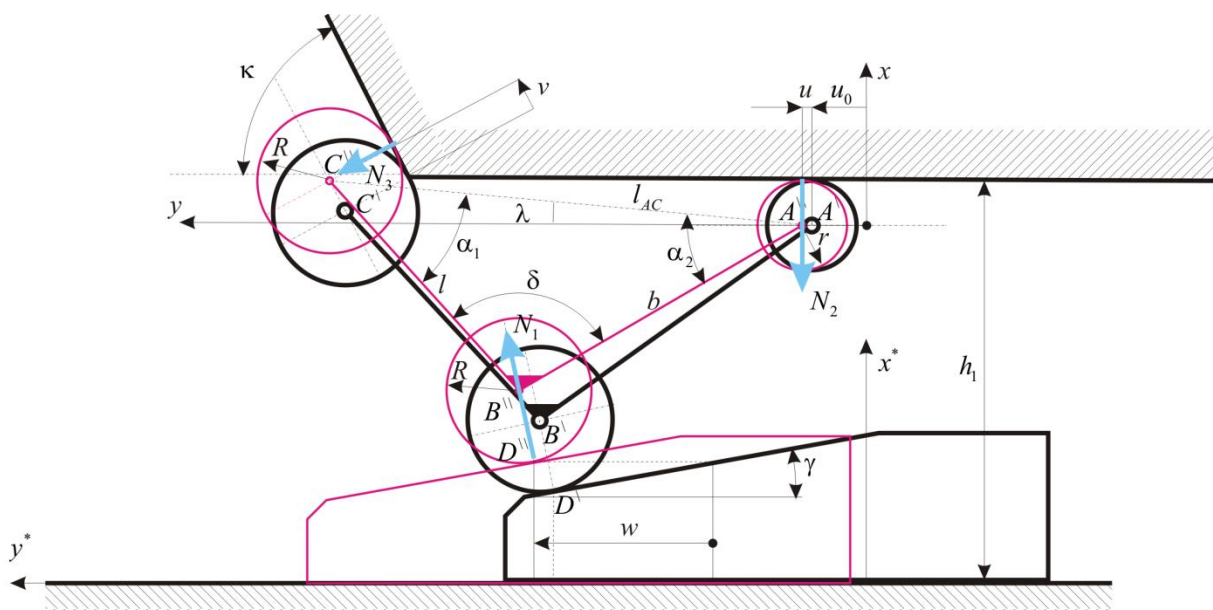
$$x: \underbrace{N_1}_{F_1} \frac{\sqrt{2}}{2} - N_3 - N_2 = 0, \quad (1.5)$$

$$M_B: N_3 l \cos(\alpha_1 - \lambda_0) - N_2 b \cos(\alpha_2 + \lambda_0) - F_2 b \sin(\alpha_2 + \lambda_0) = 0.$$

Řešením této jednoduché soustavy 3 lineárních rovnic získáme 3 zbývající neznámé F_2 , N_2 , N_3 . Již z první rovnice je zřejmé, že odporová síla, je stejně velká jako akční síla F_1 . Tento jednoduchý statický výpočet je součástí programového vybavení pro řešení uvedené úlohy.

2. Podmínky rovnováhy za bodem zlomu

Nyní se budeme věnovat geometrickým poměrům po převalení kladky 3 (budeme-li číslovat kladky stejnými čísly jako normální síly N_1 , N_2 , N_3) přes hranu. Na obr. 2.1 je znázorněn mechanismus posilovače po převalení kladky 3 přes hranu (černá barva) a v obecné poloze za bodem zlomu (červená barva)



Obr. 2.1

Souřadnicový systém x,y je orientován od bodu A , který odpovídal poloze před zlomem, což odpovídá obr. 1.1. Po převalení kladky 3 přes hranu se bod A posunul ve směru y o souřadnici u_0 . To odpovídá poloze označené černou barvou na obr. 2.1. V této poloze je bod označen čárkou, stejně jako body B a C . Souřadnice jednotlivých bodů před zlomem jsou (obr. 1.1):

$$\begin{aligned}x_A &= 0, & y_A &= 0, \\x_B &= -b \sin(\lambda_0 + \alpha_2), & y_B &= \cos(\lambda_0 + \alpha_2), \\x_C &= r - R, & y_C &= l_{AC} \cos \lambda_0.\end{aligned}\tag{2.1}$$

Souřadnice těchto 3 bodů těsně za zlomem (černá barva v obr. 2.1) mají tyto hodnoty (úhel λ odpovídající „černé poloze“, tj. poloze těsně za zlomem označíme λ_1):

$$\sin \lambda_1 = \frac{r - R \cos \kappa}{l_{AC}} \Rightarrow \lambda_1 = \arcsin\left(\frac{r - R \cos \kappa}{l_{AC}}\right),\tag{2.2}$$

$$x_{A'} = 0, \quad y_{A'} = u_0, \quad (u_0 \text{ zatím neznáme})\tag{2.3}$$

$$x_{C'} = r - R \cos \kappa, \quad y_{C'} = y_C + R \sin \kappa.\tag{2.4}$$

Nyní z rovnice

$$l_{AC'}^2 = (x_{C'} - x_{A'})^2 + (y_{C'} - y_{A'})^2,\tag{2.5}$$

můžeme s ohledem na (2.3) a (2.4) vyjádřit

$$u_0 = y_{C'} - \sqrt{l_{AC'}^2 - x_{C'}^2}.\tag{2.6}$$

Souřadnice bodu B těsně za bodem zlomu vyjádříme jednoduše ve tvaru

$$x_{B'} = x_{A'} - b \sin(\alpha_2 - \lambda_1) = -b \sin(\alpha_2 - \lambda_1), \quad y_{B'} = y_{A'} - b \cos(\alpha_2 - \lambda_1) = u_0 - b \cos(\alpha_2 - \lambda_1),\tag{2.7}$$

Nyní se pokusíme vyjádřit souřadnice zmíněných bodů při posunutí bodu A o vzdálenost u od místa odpovídajícího bodu zlomu, tj. u_0 . V této poloze budou všechny body označeny dvěma čárkami. Naším cílem bude vyjádřit posunutí v a w pomocí posunutí druhé kladky u . Podle obr. 2.1 můžeme psát

$$\begin{aligned}x_{A''} &= 0, & y_{A''} &= u_0 + u, \\x_{C''} &= x_{C'} + v \sin \kappa, & y_{C''} &= y_{C'} + v \cos \kappa.\end{aligned}\tag{2.8}$$

Úhel λ vyjádříme podle vztahu

$$\sin \lambda = \frac{x_{C''}}{l_{AC}} \Rightarrow \lambda = \arcsin\left(\frac{x_{C''}}{l_{AC}}\right).\tag{2.9}$$

Nyní již můžeme vyjádřit souřadnice bodu B^{\parallel} podle vztahů

$$\begin{aligned}x_{B^{\parallel}} &= x_{A^{\parallel}} - b \sin(\alpha_2 - \lambda), \\y_{B^{\parallel}} &= y_{A^{\parallel}} + b \cos(\alpha_2 - \lambda).\end{aligned}\tag{2.10}$$

Z neměnnosti délky l_{AC} , kterou vyjádříme pomocí souřadnic „dvoučárkovaných“ bodů můžeme najít vztah pro posunutí bodu C^{\parallel} . Nejdříve píšeme s ohledem na (2.8)

$$l_{AC}^2 = \begin{pmatrix} x_{C^{\parallel}} - x_{A^{\parallel}} \\ x_{C^{\parallel}} + v \sin \kappa \end{pmatrix}^2 + \begin{pmatrix} y_{C^{\parallel}} - y_{A^{\parallel}} \\ y_{C^{\parallel}} + v \cos \kappa \end{pmatrix}^2,\tag{2.11}$$

což je kvadratická rovnice pro v . Z jejích dvou kořenů bereme ten kladný, takže

$$v = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

kde

$$\begin{aligned}a &= 1, \\b &= 2[x_{C^{\parallel}} \sin \kappa + y_{C^{\parallel}} \cos \kappa - (u_0 + u) \cos \kappa], \\c &= x_{C^{\parallel}}^2 + y_{C^{\parallel}}^2 + (u_0 + u)^2 - 2y_{C^{\parallel}}(u_0 + u) - l_{AC}^2.\end{aligned}\tag{2.12}$$

Na obr. 2.1 bod D^{\perp} odpovídá místu dotyku kladky 1 s klínem bezprostředně po zlomu. Tento bod má souřadnice

$$\begin{aligned}x_{D^{\perp}} &= x_{B^{\perp}} - R \cos \gamma, \\y_{D^{\perp}} &= y_{B^{\perp}} - R \sin \gamma.\end{aligned}\tag{2.13}$$

Podobným způsobem vyjádříme i souřadnice bodu dotyku v obecné poloze vyznačené červenou barvou v obr. 2.1.

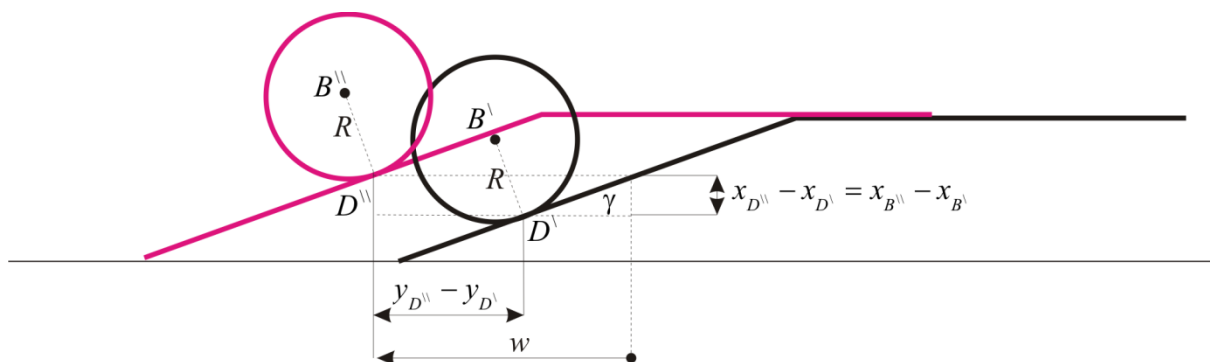
$$\begin{aligned}x_{D^{\parallel}} &= x_{B^{\parallel}} - R \cos \gamma, \\y_{D^{\parallel}} &= y_{B^{\parallel}} - R \sin \gamma.\end{aligned}\tag{2.14}$$

Posunutí klínu nejlépe pochopíme z obr. 2.2 na následující straně. Z podobnosti trojúhelníků můžeme psát

$$x_{D^{\parallel}} - x_{D^{\perp}} = [w - (y_{D^{\parallel}} - y_{D^{\perp}})] \tan \gamma,$$

z čehož plyne

$$w = y_{D^{\parallel}} - y_{D^{\perp}} + \frac{1}{\tan \gamma} (x_{D^{\parallel}} - x_{D^{\perp}}).\tag{2.15}$$



Obr. 2.2

Z rovnováhy klínu ve směru y dostaneme

$$N_1 = \frac{F_1}{\sin \gamma}. \quad (2.16)$$

S ohledem na obr. 2.1 můžeme napsat tři podmínky rovnováhy (pro neznámé F_2 , N_2 , N_3) ve tvaru

$$\begin{aligned} F_2 - \underbrace{N_1 \sin \gamma}_{F_1} - N_3 \sin \kappa &= 0, \\ \underbrace{N_1 \cos \gamma}_{F_1 \frac{1}{\tan \gamma}} - N_2 - N_3 \cos \kappa &= 0, \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$N_3 l \sin \kappa \sin(\alpha_1 + \lambda) + N_3 l \cos \kappa \cos(\alpha_1 + \lambda) - N_2 b \cos(\alpha_2 - \lambda) - F_2 b \sin(\alpha_2 - \lambda) = 0.$$

Maticově tyto rovnice zapíšeme ve tvaru

$$\begin{bmatrix} 0, & -\sin \kappa, & 1 \\ 1, & \cos \kappa, & 0 \\ -b \cos(\alpha_2 - \lambda), & l \sin \kappa \sin(\alpha_1 + \lambda) + l \cos \kappa \cos(\alpha_1 + \lambda), & -b \sin(\alpha_2 - \lambda) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_2 \\ N_3 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_1 \cot \gamma \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (2.18)$$

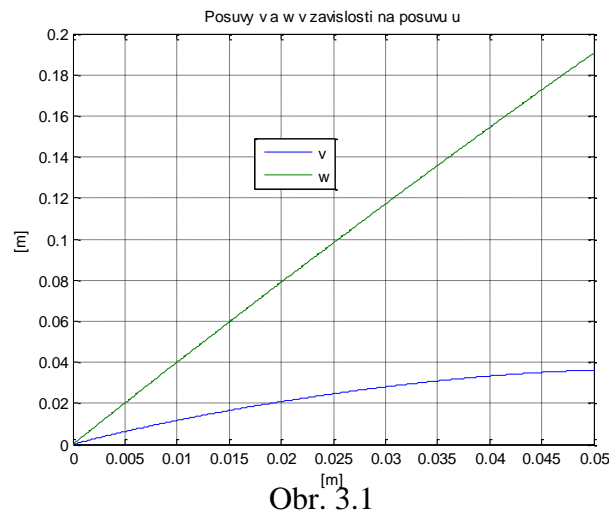
V celé maticové rovnici je proměnnou hodnotou, která závisí jen na poloze, hodnota úhlu λ . Tato hodnota se průběžně počítá podle vztahu (2.9) včetně ostatních kinematických veličin. Při provozu považujeme pohyb posilovače za pomalý, takže byly zanedbány setrvačné síly a . případně (rychlý pohyb posilovače) by bylo třeba počítat další kinematické veličiny (rychlosti a zrychlení jednotlivých komponent mechanismu v závislosti na poloze).

3. Aplikace

Vyvinutá metodika, algoritmus a programové vybavení slouží k návrhu parametrů prezentovaného posilovače. Model, který byl navržen, je parametrický, takže se změnou vstupních geometrických parametrů snadno dosáhneme změny chování celého posilovače. Jako aplikaci si zde předvedeme výpočet průběhu silových a kinematických veličin. Celý výpočet je proveden s následujícími parametry:

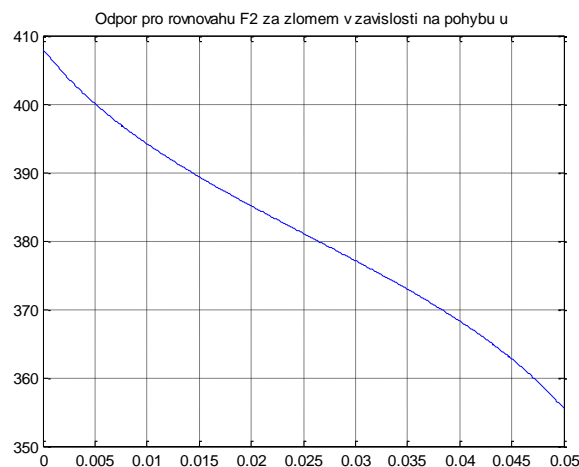
$$l = 0.02m, \quad b = 0.015m, \quad R = 0.008m, \quad r = 0.007m, \quad h_1 = 0.05m, \quad p = 0.0075m,$$
$$\gamma = 8^\circ, \quad \kappa = 45^\circ, \quad \delta = 100^\circ, \quad u_{\max} = 0.05m, \quad u_{\text{krok}} = 0.0001m,$$

kde u_{\max} je maximální hodnota posuvu u , u_{krok} je krok posuvu u pro výpočet ostatních posuvů a zejména sil ve vazbách. Na obr. 3.1 je znázorněn průběh posuvů v kladky 3 a w posuvu klínu v závislosti na posuvu u kladky 2.



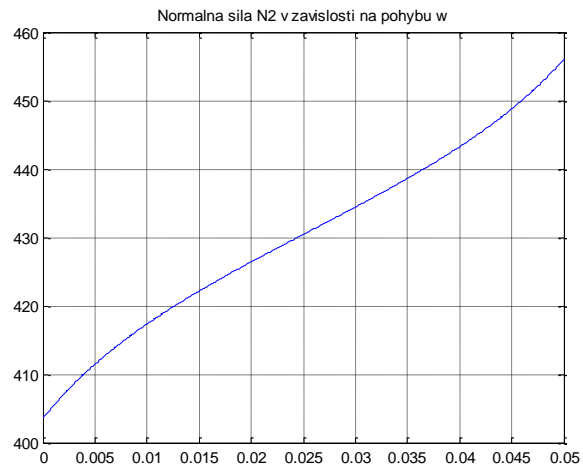
Obr. 3.1

Z obr. 3.1 je zřejmé, že posuv klínu je přibližně 4 krát větší než posuv kladky číslo 2. Tomu přibližně odpovídá i zesílení, tj. síla F_2 , která uvádí celý mechanismus do rovnováhy. Na následujícím obr. 3.2 je znázorněn průběh síly F_2 v závislosti na posuvu u .

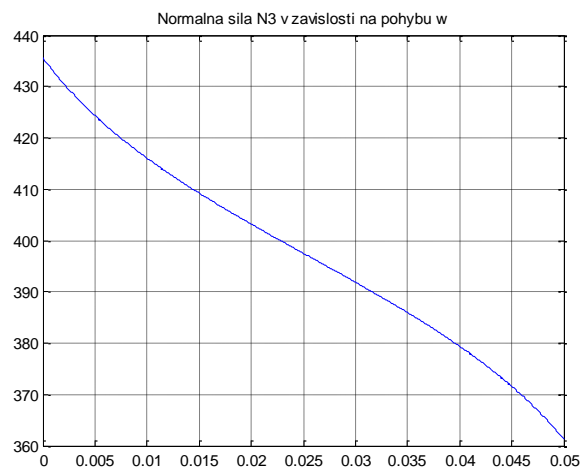


Obr. 3.2

Na následujících obr. 3.3 a 3.4 jsou znázorněny průběhy normálních vazebních sil působících na kladky 2 a 3 v závislosti na posuvu u .



Obr. 3.3



Obr. 3.4

4. Závěr

Připravený programový modul *snova.m* je zpracován v prostředí MATLAB a jeho zdrojový kód je uveden v příloze. Dále je třeba poznamenat, že prezentovaná metodika zanedbává tření klínu, čepové tření a valivé odpory v kladkách. Respektování uvedených pasivních účinků je možné zahrnout do matematického modelu posilovače, avšak dá se předpokládat, že díky olejovému filmu působícímu ve styčných plochách jsou tyto účinky velmi malé a je možné je zanedbat.

Literatura:

[1] Konstrukční návrh posilovače firmy KIEFEL, listopad 2018.