



Modifikace mechanismu pro napínání řetězu řetězového převodu

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Ondřej Melich

Vedoucí práce:

Ing. Martin Mazač, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Modifikace mechanismu pro napínání řetězu řetězového převodu

Jméno a příjmení: Ondřej Melich
Osobní číslo: S18000410
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: 2020/2021

Zásady pro vypracování:

Navrhněte modifikaci mechanismu napínání řetězu řetězového převodu využitého v otočném rameni jednoúčelového stroje. Provedte rozbor možností, zvolte vyhovující variantu a aplikujte na převod. Převod je na vstupu poháněn elektromotorem o $M_{k_{max}}=20\text{Nm}$ a $n=800\text{min}^{-1}$. Spolu s napínáním řetězu a řetězovým převodem, navrhněte i ostatní části otočného ramena. Správnost návrhu řetězového převodu, hřídelí a ložisek ověřte výpočtem.

Obsah bakalářské práce:

1. Představení úkolu
2. Průzkum možností, návrh potencionálních řešení a volba vyhovující varianty
3. Vypracování 3D modelů, výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSNISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby –několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSNISO 1328-1 Čelní ozubená kola –Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 –Ozubená kola –Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK-Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce:

Ing. Martin Mazač, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

25. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

25. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

23. února 2021

Ondřej Melich

NÁZEV PRÁCE

Modifikace mechanismu pro napínání řetězu řetězového převodu

ANOTACE

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh nového mechanismu odstávky řadového sklářského stroje. Staré řešení je řetězový převod bez žádného automatického napínání. Tato práce předkládá řešení tohoto problému počínaje teorií řetězových kol a řadových strojů až výkresovou částí podloženou výpočtovou zprávou.

Klíčová slova: řetězový převod, řetěz, řadový stroj, odstávka, napínací mechanismus

TITLE

Modification of the new mechanism which tensions the chain drive.

ANOTATION

The main task of this bachelor's thesis is a new mechanism suggestion of an electronic pusher in a container glass machine IS. Old solution consists of a chain drive without automatic tensioner. This work presents the solution for that problem and it starts with a teoretical part that contains chain drive and container glass machine and ends with drawing part supported by calculations.

Klíčová slova: chain drive, chain, glass machine IS, electronic pusher, tensioning mechanism

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Martinu Mazačovi, Ph.D. za jeho odborné rady, poskytnuté podklady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat firmě Sklostroj Turnov CZ, s.r.o. za poskytnuté téma a také cenné rady. V ne-
poslední řadě děkuji své rodině za podporu během celého studia.

Obsah

1	Úvod	9
2	Řetězové převody.....	10
2.1	Výhody řetězových převodů (2).....	10
2.2	Nevýhody řetězových převodů (2).....	10
2.3	Použití převodů.....	11
2.4	Montáž a údržba řetězových převodů.....	11
2.5	Rozdělení.....	11
2.5.1	Podle druhu řetězu.....	11
2.6	Opotřebení řetězového převodu	13
2.7	Konstrukce řetězových kol	13
3	Aplikace řetěz. př. v řadovém sklářském stroji	14
3.1	Řadový stroj.....	14
3.2	Funkce mechanismu odstávky	15
4	Současné řešení firmy	17
4.1	Analýza problematiky a její dopad	17
5	Rešerše potencionálních řešení.....	18
5.1	Princip mechanismů – výhody/nevýhody.....	18
5.1.1	První řešení mechanismu	18
5.1.2	Druhé řešení mechanismu	19
5.1.3	Třetí řešení mechanismu	20
5.1.4	Čtvrté řešení mechanismu.....	20
6	Zvolené řešení a jeho rozbor	22
6.1	Odůvodnění výběru	22
7	VÝPOČTOVÁ ČÁST	23
7.1.1	Důležité parametry převodu	23
7.1.2	Výpočet základních parametrů.....	23
7.1.3	Výpočtový výkon.....	25
7.1.4	Roztečné kružnice řetězových kol.....	25
7.2	Výpočet zatížení zvoleného řetězu.....	26
7.2.1	Obvodová rychlost.....	26
7.2.2	Obvodová síla	26
7.2.3	Odstředivá síla	26
7.2.4	Celková zatížení.....	26
7.3	Bezpečnostní součinitele zatížení.....	27
7.3.1	Statický bezpečností součinitel	27
7.3.2	Dynamický bezpečností součinitel.....	27
7.3.3	Měrný tlak v kloubu řetězu	28
7.3.4	Součinitel tření v kloubu	28
7.4	VÝPOČTY ROZMĚRŮ ŘETĚZOVÝCH KOL 1 A 2	29
7.4.1	Poloměr dna zubní mezery:.....	29
7.4.2	Poloměr přechodové kružnice.....	29
7.4.3	Poloměr zaoblení zubu	29
7.4.4	Průměr patní kružnice	29
7.4.5	Průměr hlavové kružnice.....	29
7.4.6	Úhel boku zubu	30

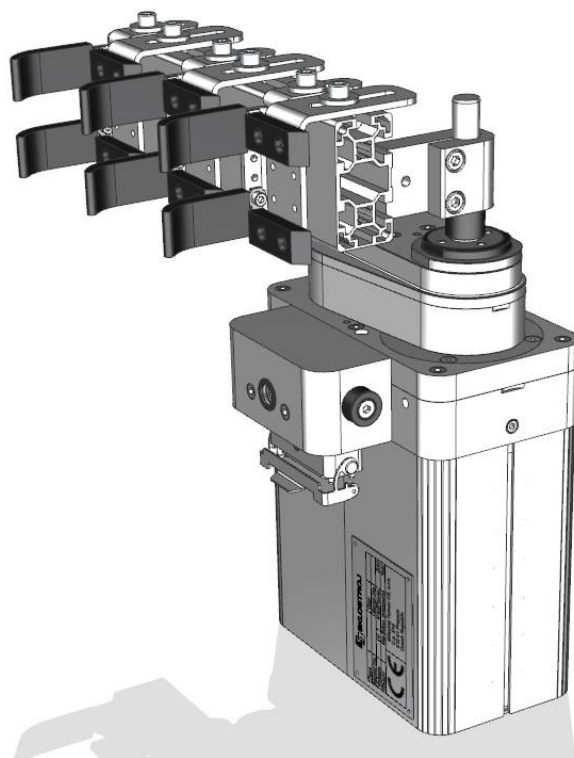
7.4.7	Šířka zubu	30
7.5	VÝPOČTY ROZMĚRŮ NAPÍNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA	30
7.5.1	Poloměr dna zubní mezery:	30
7.5.2	Poloměr přechodové kružnice	31
7.5.3	Poloměr zaoblení zubu	31
7.5.4	Průměr patní kružnice	31
7.5.5	Průměr hlavové kružnice	31
7.5.6	Úhel boku zubu	31
7.5.7	Šířka zubu	31
8	KONCEPCE NOVÉHO ŘEŠENÍ	32
8.1	Sestava hřídel 1 až hřídel 2	32
8.2	Napínací sestava	34
8.3	Celkový mechanismus	35
8.4	Délka řetězu	35
8.4.1	Počet článků	35
9	DOPOČET MECHANISMU	36
9.1	Řetězové kolo 1	36
9.2	Řetězové kolo 2	37
9.3	Napínací kolo	38
9.4	Návrh hřídele 1	39
9.4.1	Volba materiálu	39
9.4.2	Napětí v krutu	40
9.4.3	Drážkování	40
9.4.4	Ložisko	41
9.5	Návrh hřídele 2	41
9.5.1	Napětí v krutu	41
9.5.2	Drážkování	41
9.5.3	Ložisko	42
9.6	Návrh hřídele napínacího řetězového kola	42
9.6.1	Ložisko	44
9.7	Návrh napínací pružiny	44
9.7.1	Tuhost pružiny	45
10	KONSTRUKCE MODELŮ MECHANISMU	46
10.1	Hřídel 1 s hnacím řetězovým kolem	46
10.2	Hřídel 2 s hnacím řetězovým kolem	46
10.3	Napínací kolo v pouzdře	47
10.4	Spodní kryt	48
10.5	Vrchní kryt	48
10.6	Montáž mechanismu	49
10.7	Celý mechanismus	50
10.8	Výkresová dokumentace	51
10.9	Ekonomické zhodnocení	51
11	Závěr	52
	Seznam obrázků	53
	Použitá literatura	55
A.	Seznam příložených souborů	1

1 Úvod

V lince řadového sklářského stroje firmy Sklostroj TURNOV je umístěn mechanismus odstávky, který přesouvá výrobky z prostoru chladicí desky na dopravníkový pás, následně jsou výrobky dopraveny do chladicí pece. U tohoto mechanismu je část výkonu přenášena pomocí válečkového řetězu, který je nutné během jeho životnosti napínat a tím eliminovat jeho natažení.

Podstatou této bakalářské práce je návrh automatického napínacího mechanismu právě tohoto převodu. Firma požaduje tento návrh z důvodu úplné eliminace zásahu obsluhy, nebo dokonce úplné výměny válečkového řetězu. V případě úspěšného schválení tohoto návrhu firmou, bude tato konstrukce použita ve výrobě.

První část je věnována informacím o řetězových převodech, seznámení s mechanismem odstávky, současné řešení firmy a rešerše potencionálních řešení. V druhé části se práce zabývá samotným výběrem a následným návrhem nejlepšího řešení podloženým výpočty.



Obrázek 1 Mechanismus odstávky

2 Řetězové převody

Řetězové převody jsou založeny na přenosu tahové síly (pouze na tažné větvi) podobně jako řemenové převody. Jsou synchronní s neměnným převodovým poměrem (bez prokluzu) a může přenášet velkou sílu (tahovou) na velké vzdálenosti. Slouží k přenosu točivého pohybu mezi dvěma, nebo více rovnoběžnými hřídeli s určitou osovou vzdáleností. (1)

Materiál na výrobu samotného řetězu se volí tak mechanicky optimální, aby nedocházelo k deformaci. Zároveň se musí dodržet určitá pevnost a odolnost proti nepříznivým okolním vlivům. Nejčastěji jsou tedy vyrobeny z ušlechtilé oceli a jsou proto hmotnější než například řemeny. (1)

Mezi přednosti řetězového převodu zaručeně patří odolnost (necitlivost na vlhkost, vyšší teplotu atd.), přenos velkých sil a konstantní převodový poměr. Mezi nevýhody patří velká hlučnost, nutnost mazání a sklon ke kmitání při nárazovém zatížení. (1)

2.1 Výhody řetězových převodů (2)

- tvarová vazba, tedy funkce bez skluzů, a tedy zaručení stálosti převodového poměru
- přenos kroutícího momentu na větší vzdálenost
- vysoká účinnost
- menší namáhání hřídelů a ložisek
- odolnost proti vyšším teplotám
- 4x vyšší životnost než převody řemenové

2.2 Nevýhody řetězových převodů (2)

- vyšší cena
- převody mají poměrně velkou hlučnost
- přesná montáž je zásadní pro následný chod převodu
- nutnost neustálého mazání

- chod převodu není rovnoměrný a dochází k rázům a kmitům

2.3 Použití převodů

Používají se převážně pro střední až větší osové vzdálenosti v dopravních a zvedacích zařízeních, zemědělských strojích, v hutním a chemickém průmyslu. Obecně se převody používají pro obvodové rychlosti až $v=15$ m/s a pro výkony do 100kW. Čím větší má převod výkon, tím výhodnější je výsledné ekonomické zhodnocení. (2)

2.4 Montáž a údržba řetězových převodů

Správná montáž řetězového převodu musí zaručit plynulý provoz, bez rázů, které by namáhaly jak články řetězu, tak i zuby kola. Rázy v řetězovém převodu se podstatně zmírní zmenšením napětí řetězu, tj. průvěsem, na který musí být při montáži pamatováno. Velikost průvěsu se volí přibližně 2 % rozteče kol pro vodorovné a málo skloněné (do 45°) převody. Při velkých sklonech se průvěs zmenšuje a při svislých převodech dosahuje velikosti 0,2% rozteče. (2)

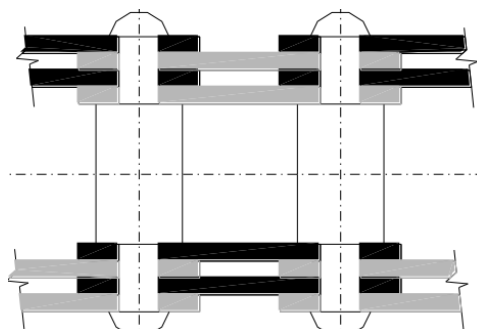
Při velkých osových vzdálenostech a průvěs řetězu zpravidla seřizuje posunutím napínacích řetězových kol, nebo napínacích kladek. (2)

2.5 Rozdělení

2.5.1 Podle druhu řetězu

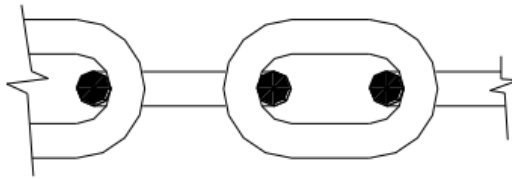
Řetězy můžeme dělit na:

- zubové – skládá se z tvarových destiček – navlečeny na kalených čepech
- Gallovy – čepový řetěz, velké zatížení a malé rychlosti



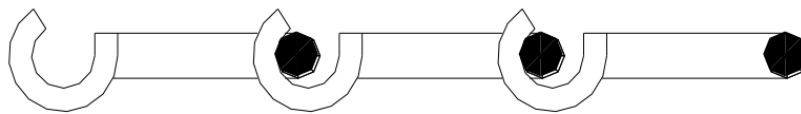
Obrázek 2 Gallův řetěz – schéma

- článkové – nejčastější použití u zvedacích zařízení



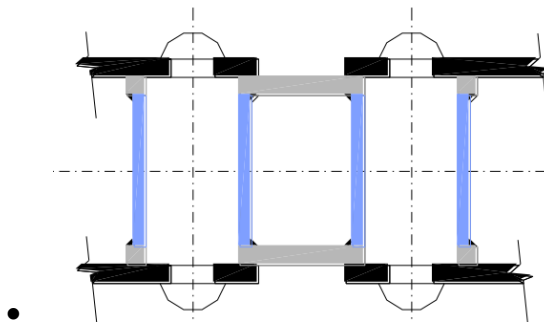
Obrázek 3 Článkový řetěz a kloubový řetěz (4)

- Ewartův – rozebíratelný je používaný jen zřídka



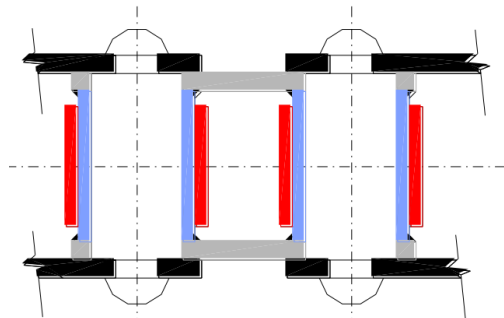
Obrázek 4 Ewartův řetěz – schéma (4)

- pouzdrové – v prostorách se drží olej a je lepší než Gallův – vyšší otáčky



Obrázek 5 Pouzdrové řetěz – schéma (4)

- válečkové – odvalování kalených a broušených válečků po bocích zubů. Převod je schopný odolat vyšším otáčkám a snižuje opotřebení. Použití je jako rozvodový řetěz motoru, hnací řetěz motocyklu. Často se vyrábějí ve dvouřadém, nebo třířadém provedení. (1)



Obrázek 6 Konstrukce válečkového řetězu (4)

2.6 Opotřebení řetězového převodu

Při dlouhodobém provozu dochází k postupnému opotřebování jednotlivých zubů kol. Při rostoucím počtu článků v převodu nám stoupá životnost, protože klesá počet cyklů namáhání. Společně se zvyšujícím se opotřebením klesá únosnost a rozteč převodu může dosáhnout mezních hodnot deformace a může dojít například k vypadávání řetězu. (3)

Prodloužení řetězu, které je sice únosné z hlediska přístupnosti, může být z provozních důvodů nežádoucí. Na životnost převodu má podstatný vliv poloha řetězových kol, stav jejich zubů, z důvodů různých deformací, nerovnoměrného zatížení, nebo vyšší teplotou. Je nutno dbát na čistotu řetězu i na jeho řádné promazání. (2)

Nesmí být příliš napjat, aby se nezahříval a zbytečně neopotřeboval. Musíme tedy řetěz konstantně napínat. K napínání můžeme použít pružný element, nebo nastavitelnou osovou vzdálenost hřídelí. (1)

Při malých počtech zubů nám stoupá celková nerovnost chodu, a s ní dynamická složka zatížení, opotřebení a hlučnost. (3)

2.7 Konstrukce řetězových kol

Hlavní a funkční rozměry kol jsou normalizovány. V našem případě se vybral válečkový řetěz a postupovalo se tedy podle normy ČSN 02 3311.

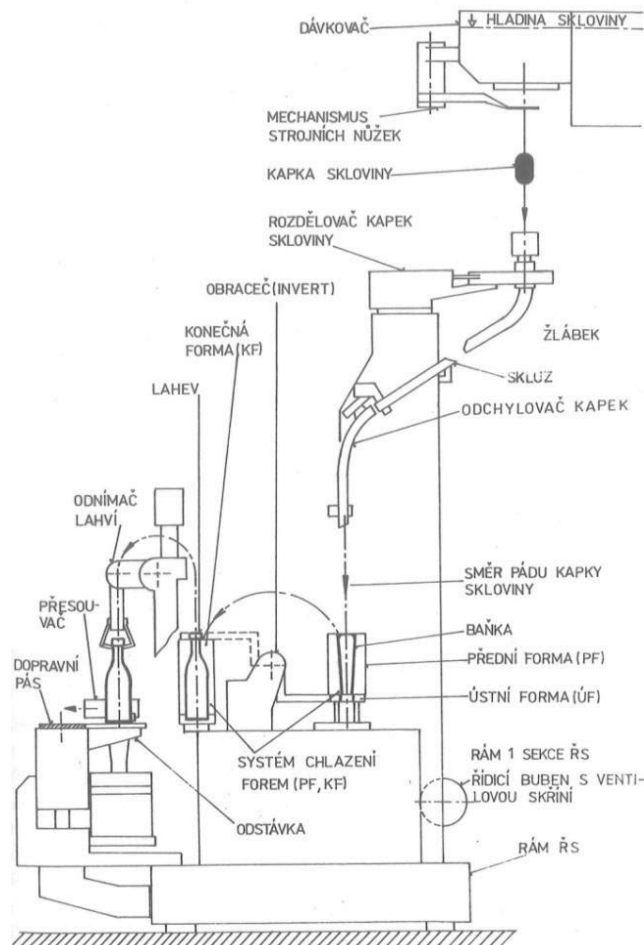
Obvykle se řetěz. kola vyrábí z oceli (např. 11 600, 12 020, ...). Zuby řetězových kol mohou být následně tepelně zpracovány, nebo povrchově upracovány. Nejčastěji tak povrchově kaleny a následně popouštěny pro odstranění vnitřního pnutí. (2)

3 Aplikace řetěz. př. v řadovém sklářském stroji

3.1 Řadový stroj

Řadový stroj s označení ISS sestává z řady samostatných sekcí (stanic). Sekce jsou uspořádány vedle sebe a každá má totožné konstrukční zpracování a technologickou funkci (stroj může mít tři až deset sekcí). Produkt vstupující do stroje je kapka roztaveného skla. Jedna sekce může pracovat s jednou, nebo více kapkami.

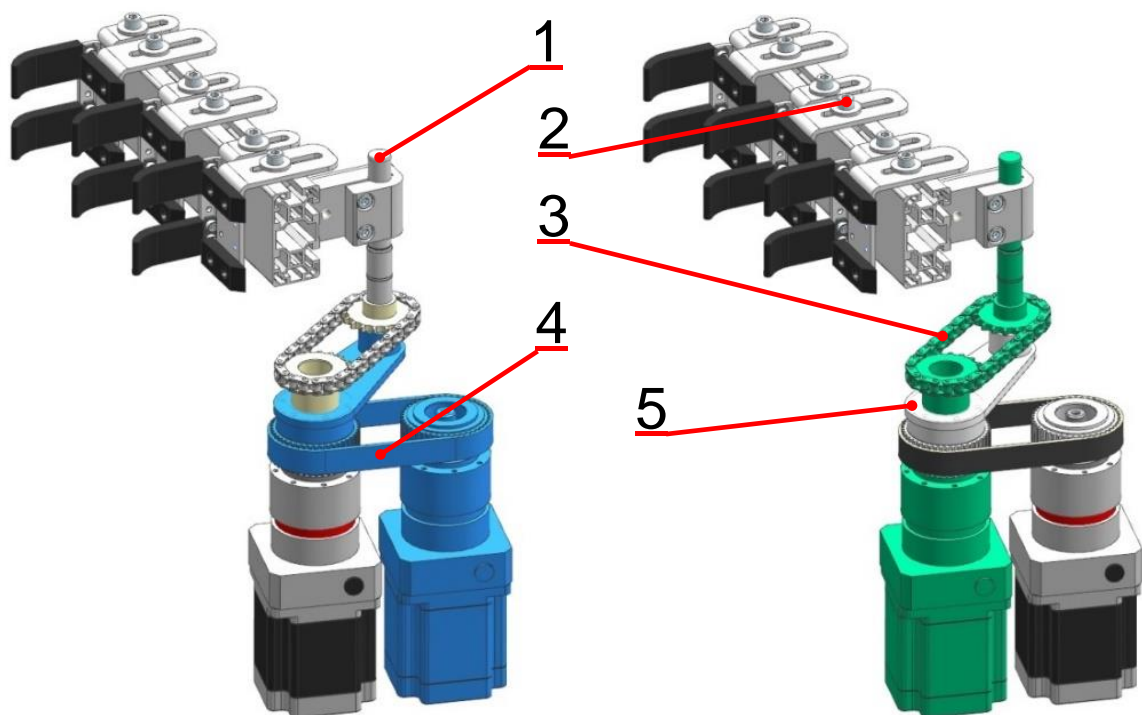
Stroj pracuje buďto s technologií, která se nazývá „fouk-fouk“ (úzkohrdlé sklenice, nerovnoměrně rozprostřená šířka skla), nebo „liso-fouk“ (širokohrdlé sklenice, razník vytvoří rovnoměrnou šířku skla). K řízení stroje se využívá modul Siemens SIMOTION D445-2 a moduly pohonů SINAMICS S120. (2)



Obrázek 7 Schéma řadového stroje (5)

3.2 Funkce mechanismu odstávky

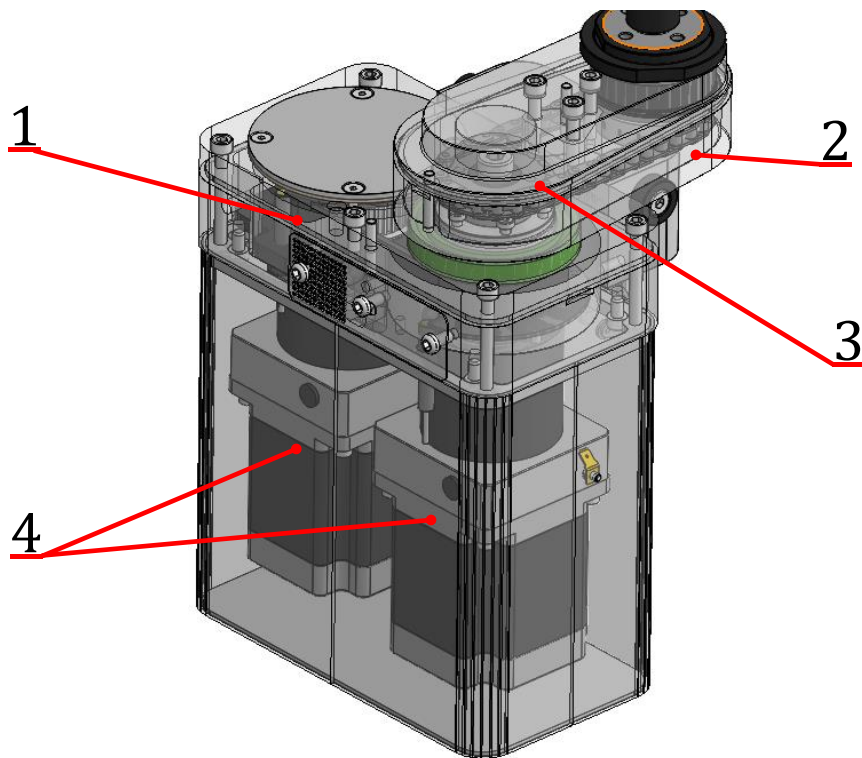
Odstávka (označení EP16-01) je mechanismus sloužící k přepravě skleněné láhve z chladícího prostoru na dopravníkový pás. Je napájena elektrickou energií a chlazena ventilátorovým vzduchem. Nachází se zde dvě hnací jednotky, jejichž výsledný pohyb tvoří samotný pohyb čelistí odstávky. Jedna hnací jednotka pohání přes řemenový převod dutou řemenici unašeče. Hnací jednotka klik pohání kliku, nesenou unašečem, přes řetězový převod a hnací hřídel, uložený v duté řemenici unašeče. Oba hnací pohony jsou znázorněny v obrázku č. 8.



Obrázek 8 Schéma mechanismu odstávky

- 1 - KLIKA
- 2 - ČELIST
- 3 - ŘETĚZ
- 4 - ŘEMEN
- 5 - UNAŠEČ

Podrobnější schéma mechanismu je znázorněno v obrázku číslo 9.

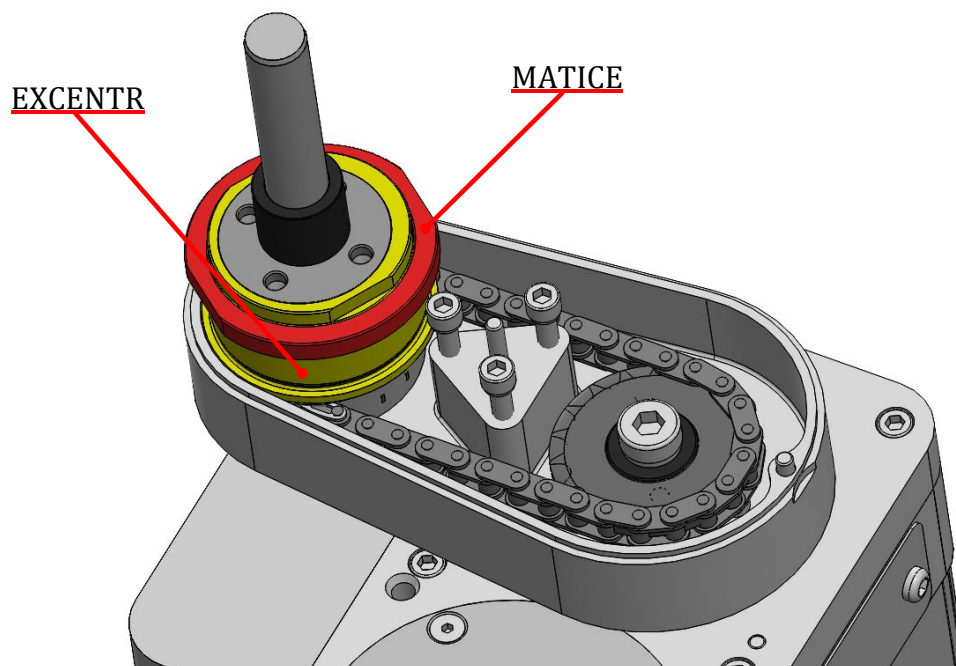


Obrázek 9 Schéma mechanismu odstávky

- 1 – ŘEMENOVÝ PŘEVOD
- 2 – UNAŠEČ
- 3 – ŘETĚZOVÝ PŘEVOD
- 4 – ELEKTRICKÉ POHONY

4 Současné řešení firmy

Současný řetězový převod mechanické odstávky firmy Sklostroj Turnov je bez automatického napínání. Počáteční napnutí celého převodu je realizováno pomocí kruhového excentru (žlutě vyznačený v obrázku č.10), který je po napnutí zajištěn maticí (červeně vyznačený v obrázku č.10). Excentr drží osovou vzdálenost vstupní a výstupní hřídele, ale lze měnit vlastní osu excentru, a tak měnit osovou vzdálenost a tím napínat soustavu. Celý proces napínání a následná úprava excentru při nepřesnostech pohybu je náročný pro obsluhu a tím dochází k zanedbání tohoto úkonu.



Obrázek 10 Podrobný popis řetězového převodu

4.1 Analýza problematiky a její dopad

Převod bez průběžného automatického napínání tvoří jednu ze slabších částí celku. Každý nutný zásah obsluhy snižuje produktivitu a prodlužuje strojní časy (tvoří prostoje).

Dopad nepravidelného napínání řetězového mechanismu je fatální pro celou trajektorii čelistí. Dochází k natažení válečkového řetězu, tvoří se vůle v zařízení a vznikají nehody finálního produktu.

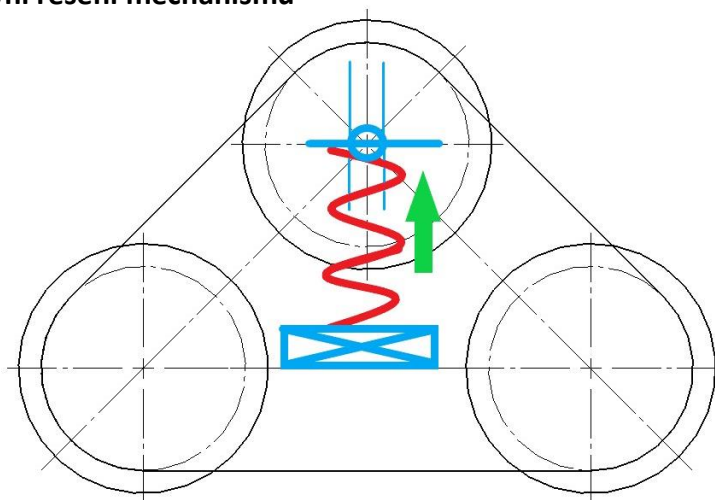
5 Rešerše potencionálních řešení

Na trhu se nachází mnoho konstrukčních řešení automatického napínání. Je ale nutno dbát na parametry, které se nesmějí překročit, nebo porušit. Jeden z nejdůležitějších parametrů je zachovat rozteč dvou řetězových kol. Hodnota je daná a změna této vzdálenosti by vyžadovala složité a vysoce nákladové řešení. Další z podmínek je dodržet upínací rozměry příruby řemenového kola a výstupní tvar hřídele u unašeče. Dále dodržet maximální výšku tělesa unašeče od příruby řemenového kola. Zachovat minimální váhu celého unašeče. Vyhnout se konstrukci odlitků a složitým svařencům. Poslední z podmínek je navrhnout konstrukci tak, aby vydržela provozní teploty mechanismu: 70-100°C, kontakt s olejem a sklem ve formě střepů. Ve formě střepů, protože konstrukce počítá s tím, že při provozu dojde k náhlým nerovnostem a produkt ve formě skleněné nádoby změní svojí předem definovanou polohu a rozbije se na střepy. Tyto části by se pak mohly dostat do provozního místa řetězového převodu a narušit tak plynulý chod.

5.1 Princip mechanismů – výhody/nevýhody

Bylo navrženo pár možností konstrukce, které by mohly vyřešit problém automatického napínání řetězu. Každé mají své výhody i nevýhody. Před volbou finálního řešení je potřeba brát v úvahu všechny varianty a vybrat tu správnou, která vyhovuje nejvíc našim požadavkům. Správné rozhodnutí je klíčem k největší efektivitě a nejlepšímu finálnímu ekonomickému zhodnocení.

5.1.1 První řešení mechanismu

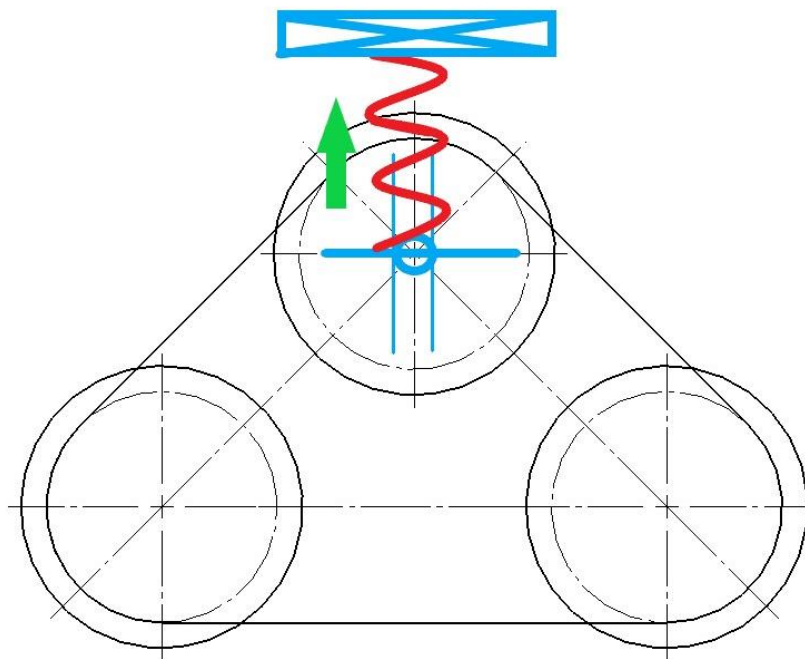


Obrázek 11 První varianta řešení řetězového převodu

Do převodu by bylo přidáno další ozubené kolo o stejné/menší velikosti. Samotná funkce mechanismu by spočívala na hřídeli, která má možnost pohybu v přesném vedení a zároveň by byla odtlačována pomocí šroubovitě válcové tlačné pružiny (ve směru zelené šipky v obrázku č. 8). Pružina by měla naddimenzovanou tuhost tak, aby tlačila hřídel silou ekvivalentní potřebné síle k napnutí řetězu.

Výhodou by byla ekonomičnost, jednoduchost a tuhost konstrukce, možnost poměrně velké síly. Mezi největší nevýhody patří rozměry výsledného mechanismu a váha. Musela by se výrazně zvětšit konstrukce unašeče.

5.1.2 Druhé řešení mechanismu

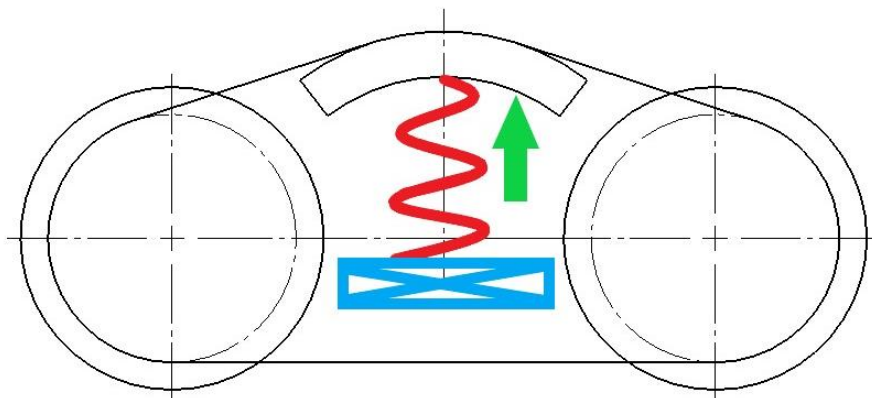


Obrázek 12 Druhá varianta řešení řetězového převodu

Další varianta je funkcí a konstrukcí podobná té předchozí. Jediný rozdíl je směr síly pružiny. Místo šroubovitě válcové tlačné pružiny by se použila šroubovitá tažná pružina, která táhne ve směru zelené šipky (na obrázku č.9).

Výhodou je možnost volby menšího průměru přidaného ozubeného kola z důvodu odstranění konstrukce podstavy a pružiny z prostředka mechanismu. Mezi nevýhodou patří rozhodně větší rozměrová náročnost než v předchozím případě. Konstrukce unašeče by musela být o značnou část větší než první řešení.

5.1.3 Třetí řešení mechanismu

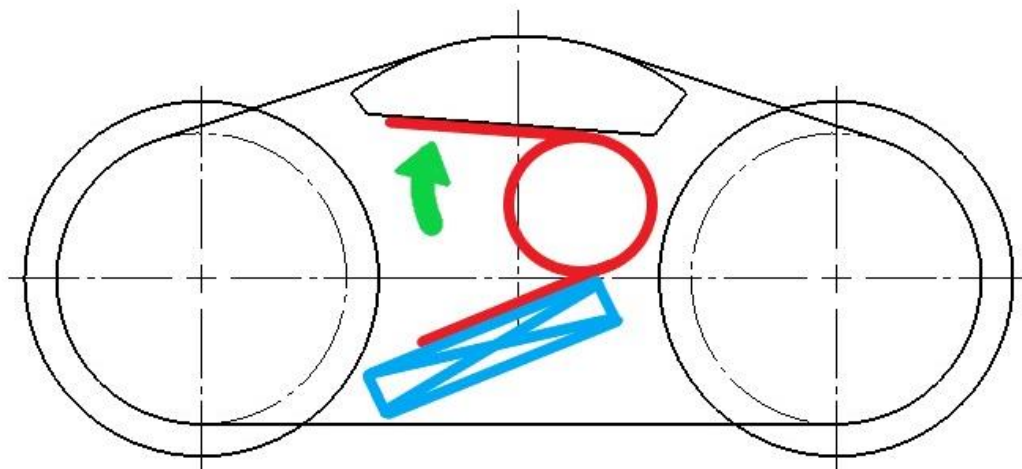


Obrázek 13 Třetí varianta řešení řetězového převodu

Třetí možností je místo přidání dalšího ozubeného kola, přidat kluzný prvek. Toto řešení je výrazně jednodušší v oblasti konstrukce oproti přechozím řešením. Šroubovitá válcová tlačná pružina by tlačila na těleso, po kterém by řetěz klouzal. Síla od tlačné pružiny by se tak transformovala na napínací sílu v řetězu.

Jednoznačnou výhodou je rozměr celého mechanismu. Konstrukce unašeče by nemusela projít rapidní rozměrovou přeměnou. Ekonomické zhodnocení je určitě menší než v předchozích případech. Největší nevýhodou kluzného tělesa je tření, které vzniká mezi ním a řetězem. Zařízení je vystaveno vysokému počtu cyklů a mohly by zde nastat problémy s odolností materiálu.

5.1.4 Čtvrté řešení mechanismu



Obrázek 14 Čtvrtá varianta řešení řetězového převodu

Další možností napnutí řetězu je pomocí torzní pružiny. Tato pružina je připevněna k pevné podstavě (modře naznačeno v obrázku č.11) a druhou stranou vytváří moment do tělesa, po kterém prochází řetěz.

Varianta je dosti podobná té předchozí a liší se pouze ve volbě pružiny a konstrukčního provedení v unašeči. Po finanční a konstrukční stránce je tedy stejná.

6 Zvolené řešení a jeho rozbor

6.1 Odůvodnění výběru

Počáteční návrhy a představa z mé strany bylo použití kluzného dílce. Po konzultaci a rešerše konkurenčních řešení se došlo k závěru, že množství vznikajícího tepla a opotřebenosti dílce je neúměrné cenovému rozdílu ostatních řešení.

Bylo rozhodlo zvolit řešení první, z důvodu největší spolehlivosti a možnosti volby pružiny a tuhosti dle požadovaného napětí. Toto řešení má nejlepší poměr jednoduchosti konstrukce, cenové relace a spolehlivosti. Výběr byl projednán jak s vedením firmy, tak s vedoucím bakalářské práce a byl schválen oběma stranami.

Jediným problémem tohoto řešení je rozměrová náročnost. Jedná se o zavedení pružiny, pouzdra na napínací kolo, vedení pružiny a hřídele mezi dvě ozubená kola, která jsou blízko u sebe. Ze zadání víme, že osová vzdálenost je jeden ze základních parametrů, které je nutno dodržet a postavit na tom celý mechanismus.

Modifikací prvního řešení by bylo zavést dvě pružiny, které by byly uloženy v obou krytech celého mechanismu. Vyhnuli bychom se tak složitému konstruování dílců mezi kola a veškeré příslušenství by bylo uloženo právě v krytech. Výsledné konstrukční řešení bude zváženo po všech výpočtech a s více informacemi, které budeme mít.

7 VÝPOČTOVÁ ČÁST

V první řadě je nutné spočítat základní hodnoty a parametry řetězového převodu. Po provedení vlastních výpočtů před začátkem konstrukce bylo zjištěno, že stávající firmou použitý řetěz není vhodný pro modifikaci automaticky napínaného převodu. Bude tedy nutné provést návrh nového řetězu a celkového převodu.

7.1.1 Důležité parametry převodu

Základní parametry, které se přenáší na hnací řetězové kolo od motoru a rozměry, které jsou nutné dodržet.

Osová vzdálenost:

$$a=105 \text{ mm}$$

Otáčky hnacího řetězového kola:

$$n1=800 \text{ 1/min}$$

Kroutící moment:

$$Mk=20 \text{ Nm}$$

Převodový poměr:

$$i=1$$

Počet zubů kol 1 a 2:

$$z1= z2=18$$

7.1.2 Výpočet základních parametrů

Výkon:

$$P = \frac{2 * \pi * Mk * n1}{60} = \frac{2 * \pi * 20 * 800}{60} = 1675,5 \text{ W}$$

, kde Mk je kroutící moment, který přenáší elektromotor na hnací řetězové kolo.

Následuje návrh doprovodných koeficientů, které jsou nezbytné pro výpočet převodu. Kontrola řetězu postupuje podle normy ČSN 02 3311.

Činitel rázu:

Volba – Činitel rázu Y [–]:

$Y=2$... Lehké rázy, střední míjivé zatížení

Činitel výkonu:

Převodový poměr i	Činitel rázů $Y = 1$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 2$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 3$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 4$ Počet zubů z_1 malého kola				
	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25
1	(0,39)	0,73	0,83	0,93	1,11	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,21)	0,34	0,43	0,53	0,64
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,30)	0,50	0,59	0,66	0,80	(0,26)	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,35)	0,55	0,63	0,71	0,86	(0,29)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
≥ 7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

Obrázek 15 Tabulka činitele výkonu (6)

Volba – Činitel výkonu κ [–]:

$\kappa = 0,5$

Činitel mazání:

Rozmezí výkonu	Rychlost řetězu v ms^{-1}	Činitel mazání μ pro			Druhy mazání		
		bezvadné mazání	nedostatečné mazání bez se znečištění(m)	bez mazání	vhodné	přípustné	
I	do 4	1	0,6	0,3	0,15	Lehké mazání kapkami, 4 až 14 kapek za min.	Tukové mazání. Ruční mazání.
II	do 7		0,3	0,15	nepřípustné	Ponorné mazání máčením v olejové lázni.	Mazání kapkami, asi 20 kapek za min.
III	do 12		nepřípustné			Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s odstříkovacím kotoučem.
	přes 12			Mazání olejovou mlhou. Tlakové, oběžné mazání s tryskou pro tvoření nejmenších kapiček. Olejové chlazení je-li žádoucí, upravit!	Tlakové oběžné mazání.		

Obrázek 16 Tabulka činitele mazání (6)

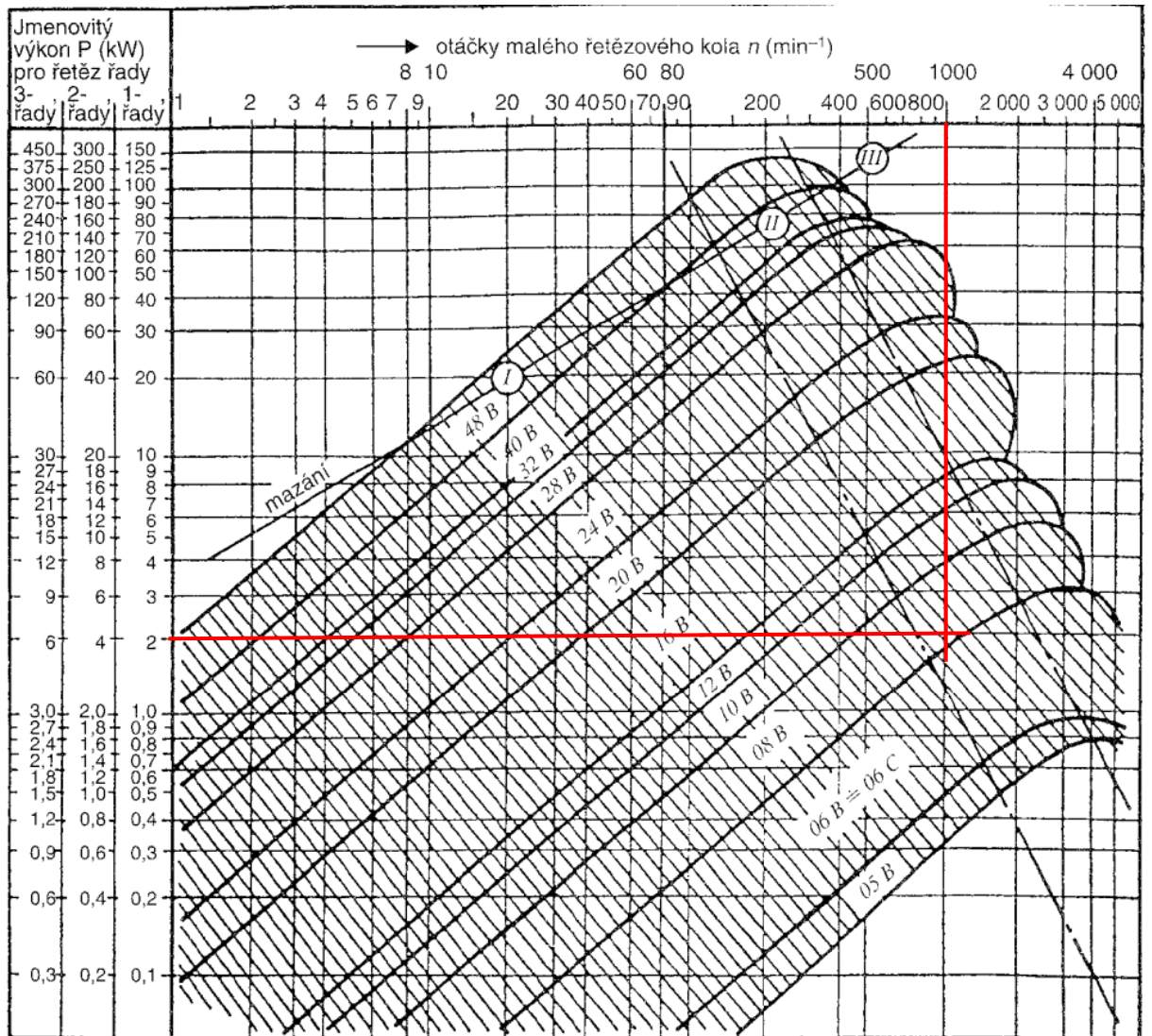
Volba – Činitel mazání μ [–]:

$\mu = 1$

7.1.3 Výpočtový výkon

$$\mu = \frac{P_1}{Y * \mu * \kappa} = \frac{1675,5}{2 * 0,5 * 1} = 2 \text{ kW}$$

Pomocí následující tabulky, do které vstupuje jmenovitý výkon, otáčky malého řetězového kola a počet řad řetězů, zjistíme přesný typ řetězu, který by měl odpovídat všem následujícím kontrolám.



Obrázek 17 Tabulka volby řetězu (6)

Doporučený typ řetězu je řetěz 08 B 12,7x7,75 jednořadý

7.1.4 Roztečné kružnice řetězových kol

$$d_t = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$$

$$d_{t1} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{18}\right)} = 73,1364 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{18}\right)} = 73,1364 \text{ mm}$$

7.2 Výpočet zatížení zvoleného řetězu

Následují výpočty jednotlivých sil. Ty jsou potřeba k výpočtu celkového zatížení a pro následné dimenzování hřídelů.

7.2.1 Obvodová rychlost

$$v = \pi * d * n = \pi * 0,073164 * \frac{800}{60} = 3,0635 \text{ m/s}$$

7.2.2 Obvodová síla

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{2000}{3,0635} = 652,84 \text{ N}$$

Síla obvodová neboli síla tažná na řetězovém kole. Určuje, jaká síla působí na jednu větev řetězu.

7.2.3 Odstředivá síla

$$G = Q * v^2 = 0,7 * 3,06^2 = 6,55 \text{ N}$$

Q... hmotnost 1 m řetězu 08B dle normy ČSN 02 3311 z katalogu

Působí v člancích řetězu a je přímo závislá na zrychlení hmoty řetězu. Za normálních podmínek se odstředivá síla pro převody s menší rychlostí jak 4 m/s nepočítá. V našem případě tuto hodnotu zavedeme, abychom co nejvíce zpřesnili výpočet.

7.2.4 Celková zatížení

$$F = F_o + G = 652,84 + 6,55 = 659,39 \text{ N}$$

7.3 Bezpečnostní součinitele zatížení

F_p ... Jmenovitá pevnost řetězu udávaná výrobcem

$$F_p = 18000 \text{ N}$$

7.3.1 Statický bezpečnostní součinitel

Podmínka: $\gamma_{STAT} \geq 7$

$$\gamma_{STAT} = \frac{F_p}{F} = \frac{18000}{659,39} = 27,298$$

$$27,298 \geq 7$$

=> **VYHOVUJE**

Podmínka je splněna a řetěz vyhovuje statickému zatížení.

7.3.2 Dynamický bezpečnostní součinitel

Neboli výpočet kontrolující řetěz na přetržení při dynamickém zatížení:

Podmínka: $\gamma_{STAT} \geq 5$

$$\gamma_{STAT} = \frac{F_p}{Y * F} = \frac{18000}{2 * 659,39} = 13,649$$

$$13,649 \geq 5$$

=> **VYHOVUJE**

Podmínka je splněna a řetěz vyhovuje dynamickému zatížení.

7.3.3 Měrný tlak v kloubu řetězu

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubu řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	18,64	21,19	22,76	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	15,11	17,95	19,82	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	(13,64)	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	(11,38)	14,42	16,67	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	(9,32)	(12,75)	14,91	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0		(11,08)	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0		(9,61)	(12,35)	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0			(11,18)	(13,34)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0			(9,12)	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0				(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0				(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95

Obrázek 18 Tabulka měrného tlaku kloubu řetězu (6)

Volba: $P_i=20,50$ MPa

7.3.4 Součinitel tření v kloubu

A (mm)	Převodový poměr i				
	1	2	3	5	7
20.p	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40.p	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80.p	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160.p	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Obrázek 19 Tabulka tření v kloubu (6)

Volba – $\lambda=0,69$

Podmínka $P_D \geq P_v$

$$(P_D = P_i * \lambda) \geq (P_v = \frac{F}{S})$$

S... Plocha kloubu řetězu z katalogu prodejců.

$$20,50 * 0,69 \geq \frac{659,39}{S}$$

$$S=50 \text{ mm}^2$$

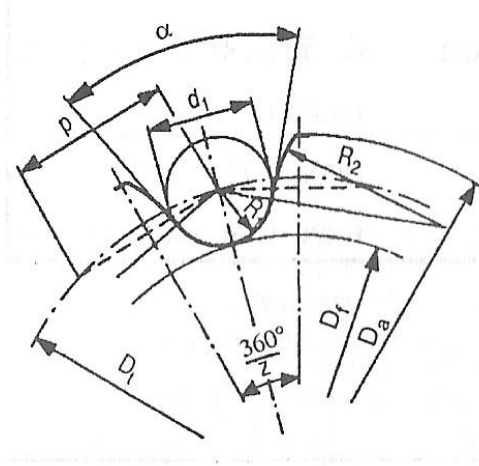
$$14,145 \text{ MPa} \geq 13,1878 \text{ MPa}$$

=> VYHOVUJE

Poslední podmínka je také splněna a řetěz vyhovuje všem namáháním a může tak být v navrhovaném převodu použit.

7.4 VÝPOČTY ROZMĚRŮ ŘETĚZOVÝCH KOL 1 A 2

Dalšími důležitými rozměry jsou rozměry obou řetězových kol. Ty jsou potřeba pro následnou tvorbu výkresů.



Obrázek 20 Ozubení řetězového kola – základní rozměry (7)

7.4.1 Poloměr dna zubní mezery:

$r_{12} = 0,505 * dt1$, kde $dt1$... průměr válečku zvoleného řetězu

$$r_1 = 0,505 * 8,51 = 4,30 \text{ mm}$$

7.4.2 Poloměr přechodové kružnice

$$r_2 = 1,3 * dt1$$

$$r_2 = 1,3 * 8,51 = 11,063 \text{ mm}$$

7.4.3 Poloměr zaoblení zubu

$$r_3 = 1,5 * dt1$$

$$r_3 = 1,5 * 8,51 = 12,76 \text{ mm}$$

7.4.4 Průměr patní kružnice

$$D_f = dt_3 - 2 * r_1$$

$$D_f = 73,1364 - 2 * 4,3 = 64,54 \text{ mm}$$

7.4.5 Průměr hlavové kružnice

$$D_a = dt_3 + 0,5 * d_1$$

$$D_a = 73,1364 + 0,5 * 8,5 = 77,3864 \text{ mm}$$

7.4.6 Úhel boku zubu

$$\alpha = 60^\circ \text{ pro } z = 17 \text{ až } 40$$

7.4.7 Šířka zubu

$$B_1 = 0,93 * b_1, \text{ pro jednořadá a zároveň } p \leq 12,7 \text{ mm}$$

$$B_1 = 0,93 * 7,75 = 7,2075 \text{ mm}$$

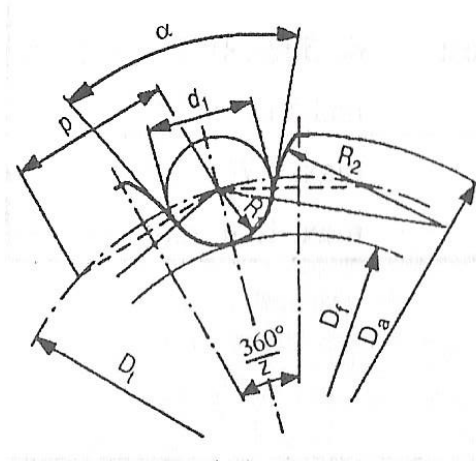
7.5 VÝPOČTY ROZMĚRŮ NAPÍNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Napínací řetězové kolo bylo navrženo co nejmenší, a tudíž bude mít pouhých 10 zubů. V následujících výpočtech získáme příslušné rozměry kola.

$$d_t = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$$

$$d_{tn} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{10}\right)} = 41,098 \text{ mm}$$

Zaokrouhleno na $d_{tn}=41,1 \text{ mm}$



Obrázek 21 Ozubení řetězového kola – základní rozměry (7)

7.5.1 Poloměr dna zubní mezery:

$$r_n = 0,505 * dt_1, \text{ kde } dt_1 \dots \text{průměr válečku zvoleného řetězu}$$

$$r_{1n} = 0,505 * 8,51 = 4,30 \text{ mm}$$

7.5.2 Poloměr přechodové kružnice

$$r_{2n} = 1,3 * dt_1$$

$$r_{2n} = 1,3 * 8,51 = \mathbf{11,063\ mm}$$

7.5.3 Poloměr zaoblení zubu

$$r_3 = 1,5 * dt_1$$

$$r_{3n} = 1,5 * 8,51 = \mathbf{12,76\ mm}$$

7.5.4 Průměr patní kružnice

$$D_f = dt_3 - 2 * r_1$$

$$D_{fn} = 41,1 - 2 * 4,3 = \mathbf{32,5\ mm}$$

7.5.5 Průměr hlavové kružnice

$$D_a = dt_3 + 0,5 * d_1$$

$$D_{an} = 41,1 + 0,5 * 8,5 = \mathbf{45,35\ mm}$$

7.5.6 Úhel boku zubu

$$\alpha_n = \mathbf{60^\circ\ pro\ z = 7\ až\ 40}$$

7.5.7 Šířka zubu

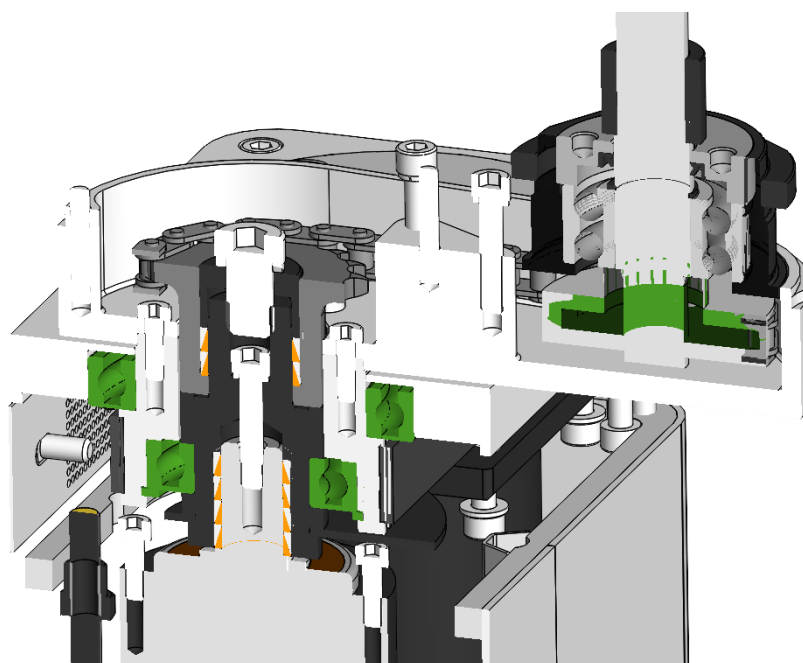
$$B_1 = 0,93 * b_1 , \text{ pro jednořadá a zároveň } p \leq 12,7\ \text{mm}$$

$$B_{1n} = 0,93 * 7,75 = \mathbf{7,2\ mm}$$

8 KONCEPCE NOVÉHO ŘEŠENÍ

Po dokončení základních prvotních výpočtů, je nutno přejít k finálnímu konstrukčnímu řešení veškerých dílců. Ze zvoleného řešení víme, že napínací kolo se bude nacházet uvnitř mechanismu a bude napínáno tlačnými pružinami radiálně uloženými k ose napínacího kola.

Dosavadní řešení převádění kroutícího momentu z hřídele na řetězové kolo je složité a dosti náročné na výrobu a montáž. Bude tedy navrženo nové řešení uložení hřídelů a zavedení jiného smyslu transformace momentu.

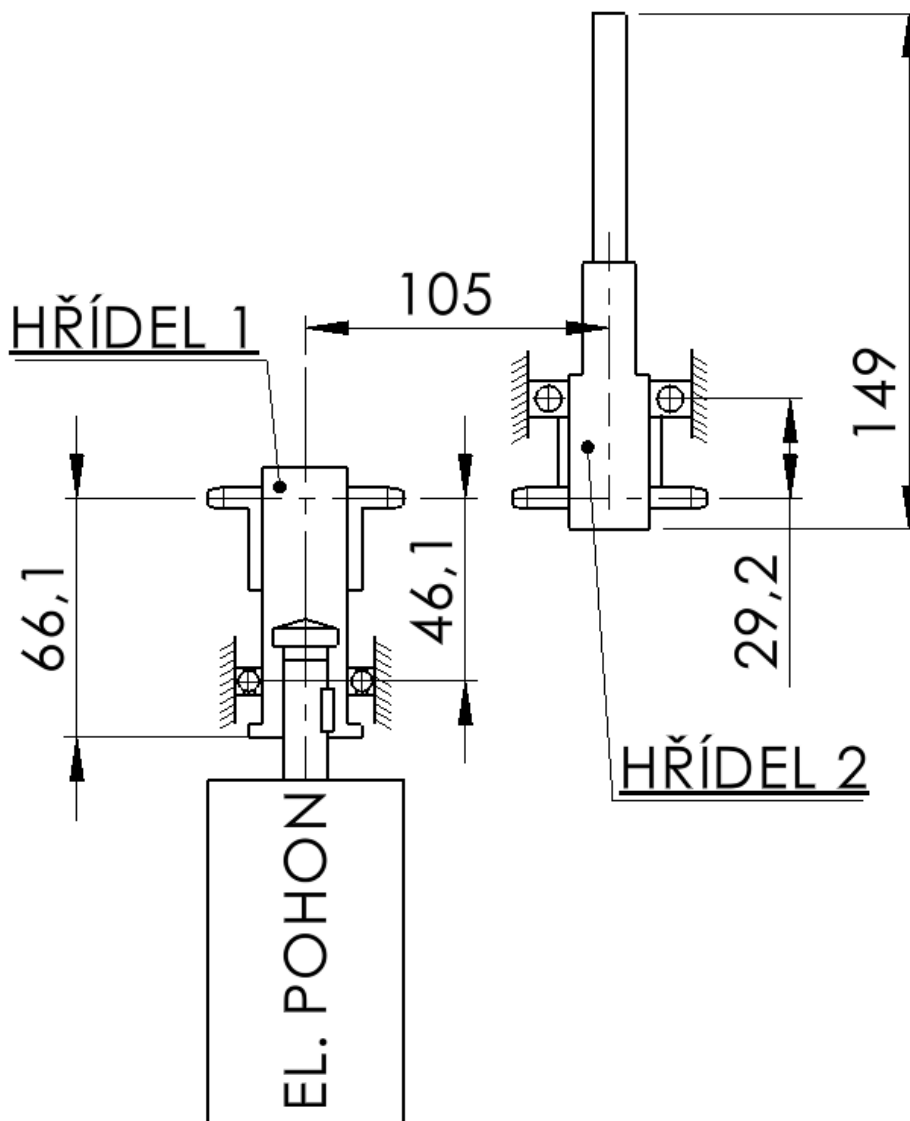


Obrázek 22 Řez dosavadním řešením firmy Sklostroj

Z výše přiloženého obrázku můžeme vidět, že hnací kolo je uloženo na hřídeli pomocí šroubu, který při dotažení roztáhne dílce kuželovitého tvaru a ty následně vytvoří dostatečnou radiální sílu na hřídel a udrží kolo na místě. Samotná hřídel je k elektromotoru připevněna obdobným způsobem, jako je pastorek na hřídeli.

8.1 Sestava hřídel 1 až hřídel 2

Po zvážení konstrukce navrhovaného mechanismu je nutné přejít k výpočtům nezbytných a nosných částí, jakou jsou hřídele, ložiska a pera. Abychom ovšem mohli provádět tyto výpočty, je nutné navrhnout délky hřídelů a důležité rozměry mechanismu.



Obrázek 23 Schéma navrhovaného převodu

Ve obrázku číslo 23 můžeme vidět finální podobu sestavy pohonu. Na nákrese se nacházejí kóty, které byly navrženy po důkladném zhodnocení prostoru a kontrole v programu CAD.

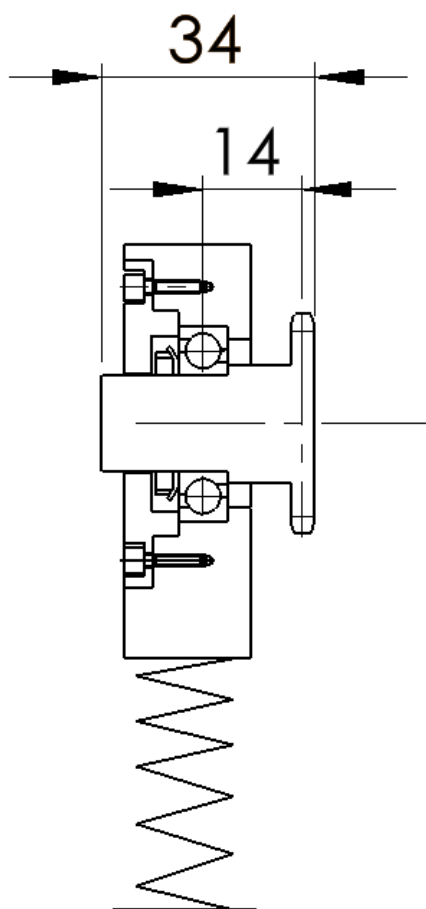
Z el. pohonu vychází hřídel, která přenáší kroutící moment na hřídel číslo 1 pomocí těsného pera. Na hřídeli 1 s vnějším drážkováním na konci se nachází hnací řetězové kolo, které má vnitřní drážkování a lze tak přenášet kroutící moment. Tato popsaná soustava se točí na radiálním ložisku, které je připevněno ke konstrukci celkové sestavy. Ložisko se nachází kolmo od základní osy hřídele a zároveň je ve vzdálenosti 46,1 mm od bodů na kole, kterými procházejí síly.

Sestava 2 se nachází v osové vzdálenosti 105 mm od hřídele 1 a kroutící moment je přenášen pomocí řetězu. Tato sestava začíná druhým řetězovým kolem, které je

uchyceno k hřídeli 2 pomocí pojistného kroužku a kroutící moment je přenášen pomocí drážkování. Hřídel 2 je nalisovaná v dvouřadém kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem ve vzdálenosti 29,2 mm.

Pomocí těchto rozměrů, můžeme vypočítat minimální rozměry hřídelů, zvolit pera a ložiska, která budou vyhovovat jak rozměrově, tak v přenášených silách.

8.2 Napínací sestava

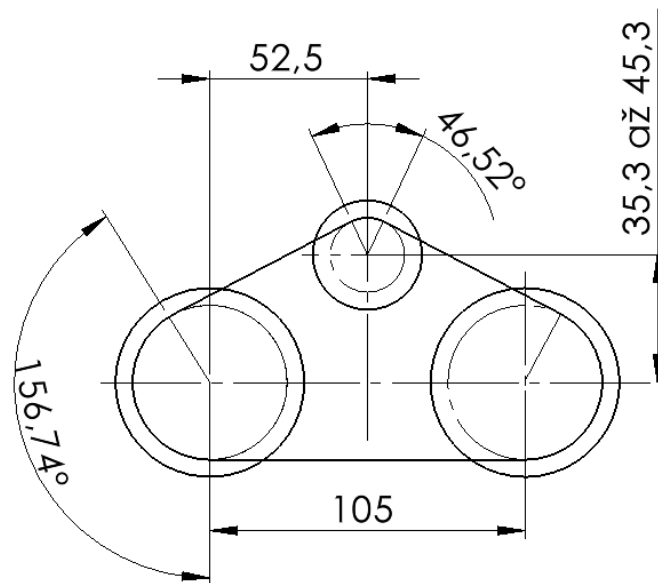


Obrázek 24 Schéma napínacího mechanismu

Na obrázku 24 se nachází sestava, která pracuje jako napínací člen v mechanismu. Pružina je na obrázku naznačena pouze schematicky, aby bylo jednodušší si představit funkci.

Kroutící moment je přiváděn na řetězové napínací kolo pomocí řetězu. Kolo je vyrobeno zároveň s vlastní hřídelí, z důvodu malého průměru pro konstrukci drážkování, zavedení pera, atd... Ložisko bude pravděpodobně muset být dvouřadé, abychom eliminovali vyosení hřídele. To se dozvíme po naddimenzování hřídele a následného výpočtu ložiska. Hřídel je pak nadále uchycena k ložisku pomocí KM matice a podložky.

8.3 Celkový mechanismus



Obrázek 25 Schéma celkového mechanismu

V obrázku 25 můžeme vidět návrh celkové sestavy mechanismu s okótovanými rozměry poloh řetězových kol. Tyto rozměry jsou potřeba ke zhodnocení sil, které budou působit na hřídele. V softwaru CAD byl předem vytvořen model a bylo navrženo rozmezí, ve kterém se bude napínací dílec pohybovat. Napínací dílec se skládá z ložiska a řetězového kola a pohybuje se v rozmezí $Y=35,3$ až $45,3$ od vodorovné osy procházející středem řetězového kola 1 a 2. Okótované úhly odpovídají vzdálenosti 40 mm od osy kol.

8.4 Délka řetězu

Po návrhu celkové sestavy je potřeba vypočítat, jakou délku řetězu bude potřeba objednat. Pro výpočet budeme brát v úvahu střední polohu napínacího kola, tedy $y=40$ mm.

$$L_w = 449,82 \text{ mm}$$

Výpočet vzdálenosti byl proveden v CADU.

8.4.1 Počet článků

$$Z = \frac{L_w}{p} = \frac{449,82}{12,7} = 35,42$$

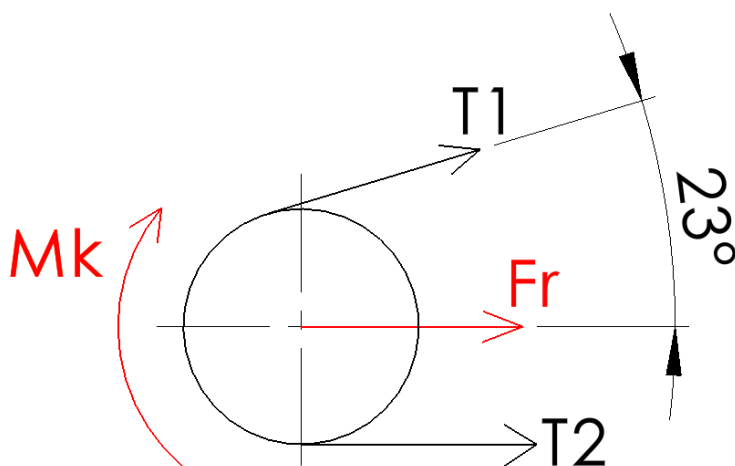
Počet článků je zloven $Z'=36$.

9 DOPOČET MECHANISMU

9.1 Řetězové kolo 1

Pro výpočet jednotlivých hřídelů je potřeba vyčíslit sílu, která na danou hřídel působí. Z předchozích výpočtů známe hodnotu síly, která působí v řetězu a v Obrázku 26 nám představuje T_1 a T_2 . Jelikož je celý mechanismus neobvykle položený vodorovně, budeme předpokládat, že síly jsou stejné a nedochází k průvěsu.

Na následujících schématech bude naznačena vždy obecná poloha, a to je $Y = 40$ mm. Výpočty budou však prováděny i pro mezní případy. Dimenzovat veškeré hřídele budeme na všechny krajní případy. Ve výsledku se však budeme snažit najít takovou pružinu v napínacím mechanismu, aby kolo držela v základní poloze.



Obrázek 26 Schéma řetězového kola 1 (Poloha 40 mm)

Pro $Y = 40$ mm (základní poloha)

$$T_1 = T_2 = T$$

$$F_{RT1} = T * \cos(\alpha)$$

$$F_{RT1} = 660 * \cos(23) = 607,533 \text{ N}$$

$$F_{RT2} = 660 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 660 + 607,553 = \mathbf{1267.553 \text{ N}}$$

Pro $Y = 45,3$ mm (vrchní krajní poloha)

$$T_1 = T_2 = T$$

$$F_{RT1} = T * \cos(\alpha)$$

$$F_{RT1} = 660 * \cos(27,43) = 585,799 \text{ N}$$

$$F_{RT2} = 660 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 660 + 585,799 = 1245,799 \text{ N}$$

Pro $Y=35,3$ mm (spodní krajní poloha)

$$T_1 = T_2 = T$$

$$F_{RT1} = T * \cos(\alpha)$$

$$F_{RT1} = 660 * \cos(19,25) = 623,01 \text{ N}$$

$$F_{RT2} = 660 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 660 + 623,01 = 1283,01 \text{ N}$$

Dále také musíme počítat s tím, že celková síla T je počítána z výpočtového výkonu, a tedy je větší, než je reálný výkon. Výpočty jsou tedy předimenzované už v tuto chvíli.

9.2 Řetězové kolo 2

Druhé kolo v mechanismu je zatěžováno úplně stejnou silou, nebereme-li v potaz účinnost výkonu a různé ztráty. Celková síla je tedy:

Pro $Y= 40$ mm (základní poloha)

$$F_{R1} = 660 + 607,533 = 1267,533 \text{ N}$$

Pro $Y= 40$ mm (vrchní krajní poloha)

$$F_{R1} = 660 + 585,799 = 1245,799 \text{ N}$$

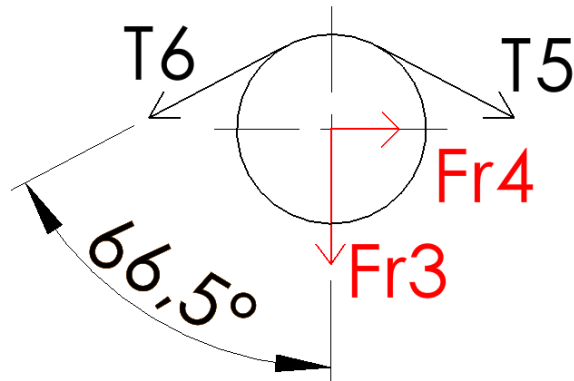
Pro $Y= 40$ mm (spodní krajní poloha)

$$F_{R1} = 660 + 623,01 = 1283,01 \text{ N}$$

Z předchozích výpočtů můžeme vyčíst, že největší síly, které na kola 1 a 2 budou působit jsou ve spodní krajní poloze napínacího dílce.

9.3 Napínací kolo

Napínací kolo máme v obecné poloze, jak bylo psáno v přechodí kapitole. To znamená, že kolo se nahází 40 mm od základny obou kol.



Obrázek 27 Schéma napínacího řetězového kola

Z obrázku a konstrukce je patrné, že x-ové složky na tomto kole se budou nulovat, a proto je tedy zbytečné počítat reakci F_{R4} .

Pro $Y=40$ mm (základní poloha)

$$\begin{aligned}T_6 &= T_5 = T \\F_{RT6} &= T * \cos(\alpha) \\F_{RT6} &= 660 * \cos(66,5) = 263,17 \text{ N} \\F_{RT5} &= F_{RT6} \\F_{R3} &= 263,17 * 2 = \mathbf{526,34 \text{ N}}\end{aligned}$$

Pro $Y=45,3$ mm (vrchní krajní poloha)

$$\begin{aligned}T_6 &= T_5 = T \\F_{RT6} &= T * \cos(\alpha) \\F_{RT6} &= 660 * \cos(62,57) = 304,04 \text{ N} \\F_{RT5} &= F_{RT6} \\F_{R3} &= 304,04 * 2 = \mathbf{608,08 \text{ N}}\end{aligned}$$

Pro $Y=35,3$ mm (spodní krajní poloha)

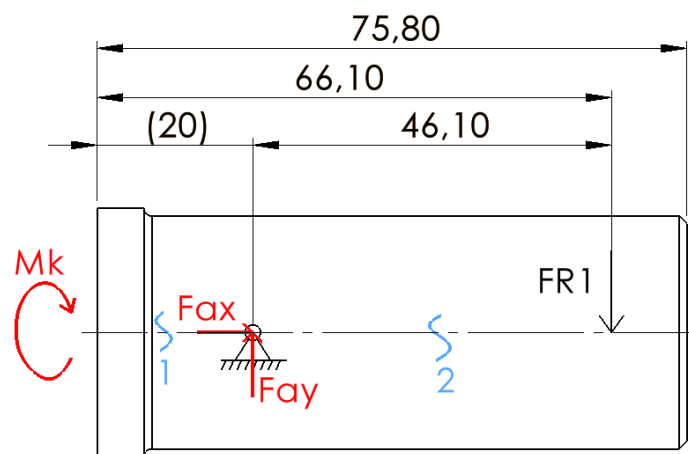
$$\begin{aligned}T_6 &= T_5 = T \\F_{RT6} &= T * \cos(\alpha) \\F_{RT6} &= 660 * \cos(70,75) = 217,60 \text{ N} \\F_{RT5} &= F_{RT6} \\F_{R3} &= 217,60 * 2 = \mathbf{435,2 \text{ N}}\end{aligned}$$

Z výsledků napínacího kola je patrné, že největší síly budou působit na hřídel ve vrchní krajní poloze.

9.4 Návrh hřídele 1

Pro návrh hřídelů budeme používat takové polohy napínacího kola, které působí největší sílu na hřídel.

Hřídel má pod ložiskem vyvrtanou díru z důvodu uchycení na elektromotor. Tuto variantu používá firma dlouhá léta a kritické místo hřídele to netvoří. Jelikož se velikost hřídele nezmenšuje, a naopak se průměr zvyšuje, z výpočtu bude vynechaná vyvrtaná díra.



Obrázek 28 Hřídel 1

Dílec je dominantně namáhán na krut a z něho také vypočítám minimální průměr hřídele.

9.4.1 Volba materiálu

Pro hřídel 1 byl zvolen materiál 11500, což je ocel určená pro strojní součásti namáhané jak staticky, tak dynamicky. Je velmi dobře dostupná, a to jak skladově, tak cenově. Poměr cena – výkon tato ocel vyhrála.

Dovolené napětí v krutu pro míjivé zatížení je $\tau_{kDOV} = 85 \text{ Mpa}$

9.4.2 Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{Mk_1}{W_k} \leq \tau_{kDOV}$$

Z výše uvedeného vzorce použijeme část návrhovou a hodnotu τ_k vynecháme.

$$\frac{Mk_1}{\frac{\pi * d_{min}^3}{16}} \leq \tau_{kDOV}$$

, kde Mk_1 je kroutící moment, který přenáší elektromotor na hřídel hnací a vypočítá se následovně:

$$P = \omega * Mk_1 \Rightarrow Mk_1 = \frac{P}{2 * \pi * n} = \frac{2000}{2 * \pi * \frac{800}{60}}$$

$$Mk_1 = 23,87 \text{ Nm}$$

Z rovnice pro napětí v krutu následovně vyjádříme průměr.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * Mk_1}{\pi * \tau_{kDOV}}}$$

$$d_{min1} = \sqrt[3]{\frac{16 * 24}{\pi * 85 * 10^6}} = 0,01128 \text{ m}$$

Nejmenší tedy průměr hřídele 1 je 11,3 mm, což máme hodně prostoru pro práci s průměry.

9.4.3 Drážkování

Z předchozí kapitoly víme, že kroutící moment z hřídele 1 na řetězové kolo 1 se přenáší pomocí drážkování. Následujícím výpočtem zjistíme, jestli nám vyhovuje délka drážkování.

Zvoleno bylo drážkování rovnoboké 6x26x30 ČSN 01 4942.

d_1 (malý průměr drážkování) = 26 mm

d_2 (malý průměr drážkování) = 30 mm

Počet zubů je 6 a délka drážkování je 30.

Provádí se tedy kontrola boků drážek na otláčení a určíme ho ze vztahu:

$$P = \frac{F}{S} = \frac{2 * M_k}{D_s * l * h * K * i} \leq P_d$$

, kde D_s je střední průměr drážkového profilu $D_s=28$ mm, l je délka drážkování $l=30$ mm, h je skutečná opěrná výška drážky $h=4$, K je korekční součinitel a pro rovno-boké drážkování je $K=0,75$, i je počet drážek a P_d je dovolený tlak a je $P_d = 120$ Mpa. Využijeme opět kontrolní část vzorce a samotnou hodnotu otláčení odstraníme.

$$\frac{2 * 24}{0,028 * 0,03 * 0,004 * 0,75 * 6} \leq 120 * 10^6$$

$$3,17 \leq 120$$

Zvolené drážkování nám tedy vyhovuje a můžeme ho použít.

9.4.4 Ložisko

Jelikož se nám v této části mechanismu nic nezměnilo, využijí ložisko stejné, jaké se v mechanismu nacházelo doted' a provedu v softwaru pouhou kontrolu. Použit je software, který nabízí firma na výrobu ložisek a nese jméno ZKL Group. Jedná se o ložisko kuličkové jednořadé s označením 6006-RS.

Při zatížení radiální silou $F_{r1}=1283$ N vychází výpočtová trvanlivost podle ISO 281 $L_{10h}=22021$ h, což vyhovuje. Výsledek výpočtu je přiložen v přílohách.

9.5 Návrh hřídele 2

Výpočet hřídele 2 bude jednoduchý v tom smyslu, že můžeme použít výsledky hřídele 1. Kroutící moment je stejný a materiál hřídele též.

9.5.1 Napětí v krutu

Minimální průměr:

$$d_{min2} = \sqrt[3]{\frac{16 * 24}{\pi * 85 * 10^6}} = 0,01128 \text{ m}$$

9.5.2 Drážkování

Drážkování má jak jinou délku, tak rozměry. Využijeme tedy znalosti obecného vztahu z přechozí hřídele a dosadíme rovnou do výsledné rovnice.

Zvoleno bylo drážkování rovnoboké 6x13x16 ČSN 01 4942.

d1 (malý průměr drážkování) =13 mm

d2 (malý průměr drážkování) =16 mm

Počet zubů je 6 a délka drážkování je 22,5.

$$\frac{2 * 24}{0,028 * 0,023 * 0,004 * 0,75 * 6} \leq 120 * 10^6$$

$$4,14 \leq 120$$

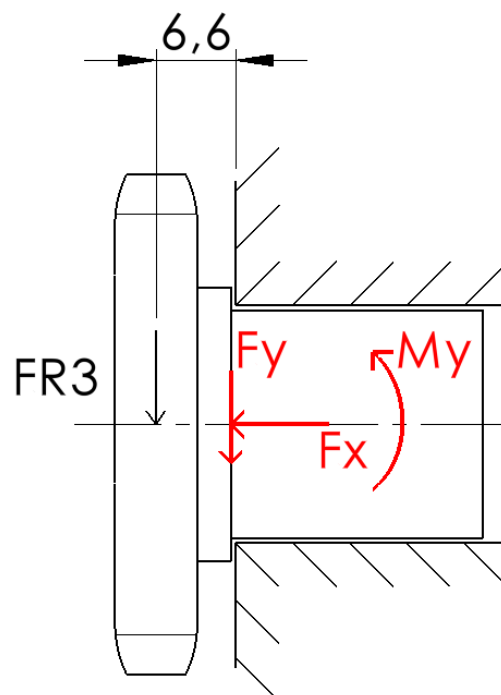
Podmínka i přes menší délku vyhovuje.

9.5.3 Ložisko

V původní sestavě se nachází dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem a označením 3204. Opět byla provedena kontrola na stránkách výrobce ZKL Group.

Při zatížení radiální silou $F_{r1}=1283$ N vychází výpočtová trvanlivost podle ISO 281 $L_{10h}=22021$ h, což vyhovuje. Výsledek výpočtu je přiložen v přílohách.

9.6 Návrh hřídele napínacího řetězového kola



Obrázek 29 Schéma napínací hřídele

Přejdeme tedy k výpočtu základních rovnic rovnováhy.

Součet všech sil v x-ovém směru se rovnají nule:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$Fx: F_x = 0$$

Součet všech sil v y-ovém směru se rovnají nule:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$Fy: F_y + F_{R3} = 0$$

$$F_y = -F_{R3} = -609 \text{ N}$$

Reakce F_y tedy leží v opačném směru.

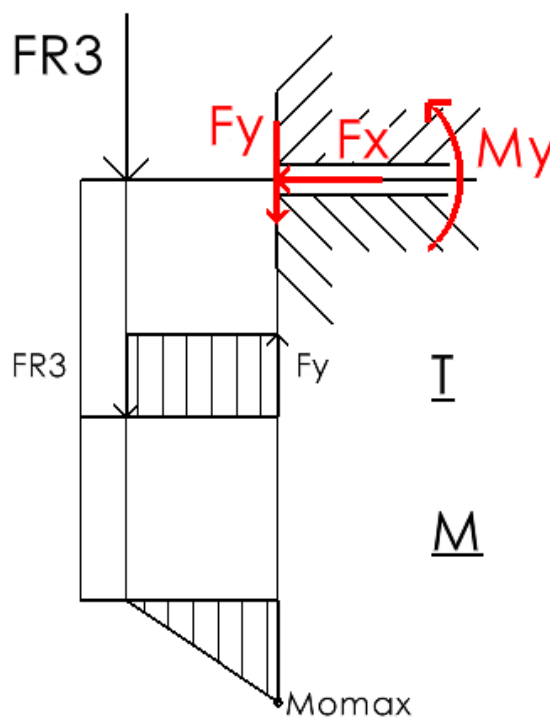
Součet všech momentů v y-ovém směru se rovnají nule:

$$\Sigma M_y = 0$$

$$My: F_{R3} * 0,0066 + M_y = 0$$

$$M_y = -F_{R3} * 0,0066 = -609 * 0,0066$$

$$M_y = 40,20 \text{ Nm}$$



Obrázek 30 Průběh posouvajících sil a momentů na napínací hřídeli

Maximální ohybový moment je tedy $M_{max}=40,20$ Nm.

$$\sigma_0 = \frac{M_{max}}{W_0} \leq \sigma_{D0}$$

, kde W_0 je

$$W_0 = \frac{\pi * d^3}{32}$$

Z rovnice pro ohybové napětí použijeme dovolené napětí a navrhne nejmenší průměr hřídele.

$$\frac{M_{max}}{W_0} \leq \sigma_{D0} \Rightarrow \frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3} \leq \sigma_{D0}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{max}}{\pi * \sigma_{D0}}}$$

, kde σ_{D0} pro ocel 11500 je $\sigma_{D0} = 100$ Mpa.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 40,2}{\pi * 100 * 10^6}} = 0,01599 \text{ m}$$

$$\mathbf{d = 16 \text{ mm}}$$

9.6.1 Ložisko

Pro zachycení této hřídele bude pravděpodobně potřeba dvouřadé kuličkové ložisko, aby vytvořilo dostatečnou plochu opření hřídele. Přejdeme tedy k návrhu ložiska.

Na ložisko bude působit radiální síla, které vychází z výpočtu v kapitole 9.3.

$F_{R3}=609$ N. Axiální složka zde bude působit pouze váha hřídele. Hmotnost tohoto dílce je poměrně malá, a proto tuto hodnotu můžeme zanedbat.

Bylo zvoleno ložisko kuličkové dvouřadé s kosoúhlým stykem 3203. Při zatížení radiální silou $F_{r1}=609$ N vychází výpočtová trvanlivost podle ISO 281 $L_{10h}= 155311$ h, což vyhovuje našim podmínkám. Výsledek výpočtu je přiložen v přílohách.

9.7 Návrh napínací pružiny

Jako pružný element je nutné do mechanismu navrhout pružinu, která bude řetěz napínat dostatečnou silou. Po výpočtech víme, že máme 3 stavy, ve kterým bychom se chtěli pohybovat. Z praxe víme, že pružina a veškeré konstrukční prvky nejsou vyrobeny se 100 % přesností, a proto musíme počítat s tím, že bude pružina napínat málo, nebo naopak moc silně. Bude tedy nutné do mechanismu přidat způsob, kterým bychom mohli měnit zdvih pružiny a tím měnit sílu, kterou bude řetěz napínat.

Po předběžných výpočtech se došlo k závěru, že by bylo moc finančně nákladné zajistit jednu pružinu, které by nám dokázala vytvořit takové síly, které potřebujeme. Zatížení se tedy rozdělí na polovinu a do mechanismu budou přidány dvě stejné pružiny.

Zatížení je maximální 609 N a minimální 435 N. Při volbě dvou pružin je to tedy maximální zatížení 303 N a minimální 217,5 N.

Byla navržena PRUŽINA 2,5 x 18,79 x 40 x 6 ČSN 02 6003.0 ze zušlechtěného drátu z uhlíkové oceli.

9.7.1 Tuhost pružiny

$$c = \frac{F_i}{s_i}$$

, kde c = tuhost pružiny, F_i je 1-8 stav zatížení pružiny a s_i je 1-8 délka deformace pružiny.

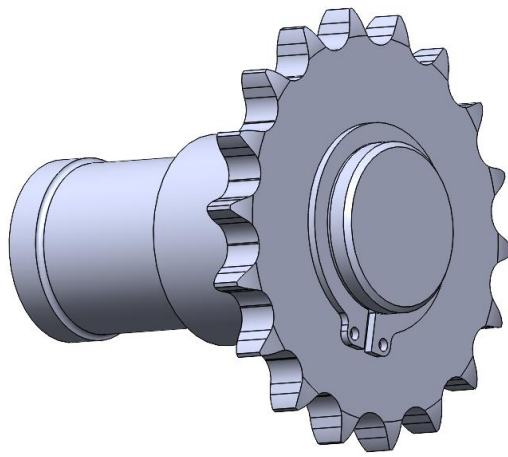
Pro výpočet použijeme maximální zatížení, tedy F_8 a nejmenší délku pružiny s_8 .

$$c = \frac{303}{20} = 15,15 \text{ N} * \text{mm}^{-1}$$

10 KONSTRUKCE MODELŮ MECHANISMU

K modelování celého mechanismu byl využit software na tvorbu 3D modelů SOLIDWORKS 2020. Ve firmě je sice využit software NX od značky Siemens, ale bohužel veškeré modelování muselo být provedeno v domácím prostředí, kde byl k dispozici pouze tento program.

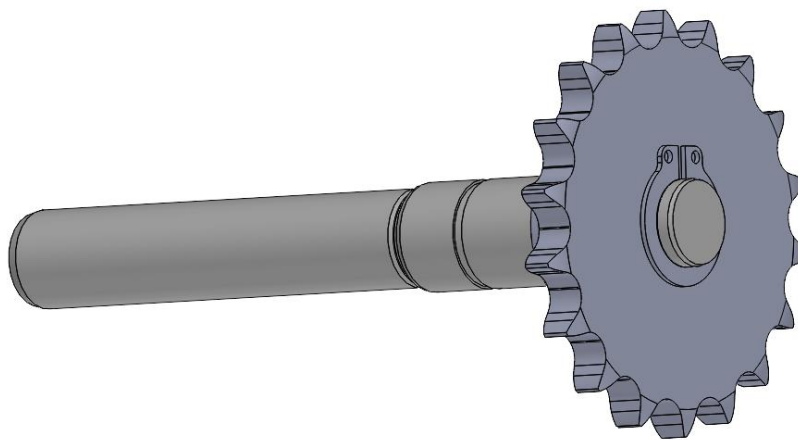
10.1 Hřídel 1 s hnacím řetězovým kolem



Obrázek 31 Hřídel 1 + řetězové kolo hnací

Hřídel 1 přenáší kroutící moment na kolo pomocí drážkování a na konci je uchycena pomocí pojistného kroužku.

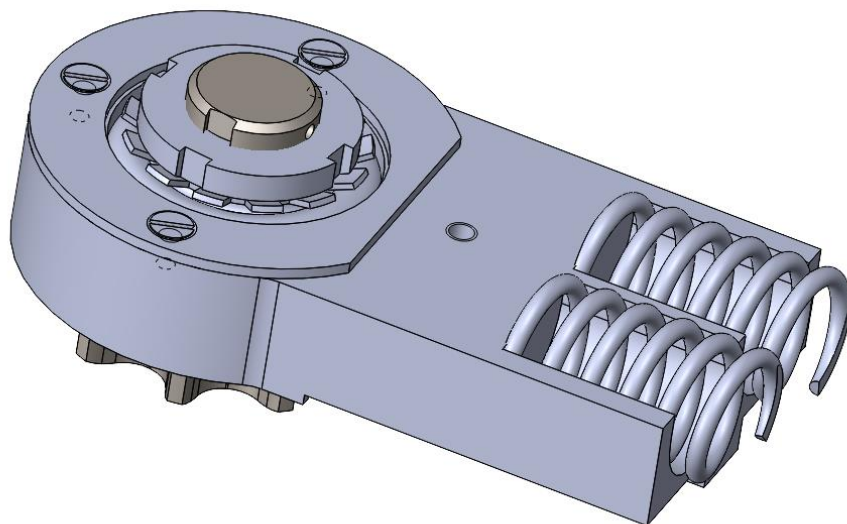
10.2 Hřídel 2 s hnaným řetězovým kolem



Obrázek 32 Hřídel 2 + řetězové kolo hnané

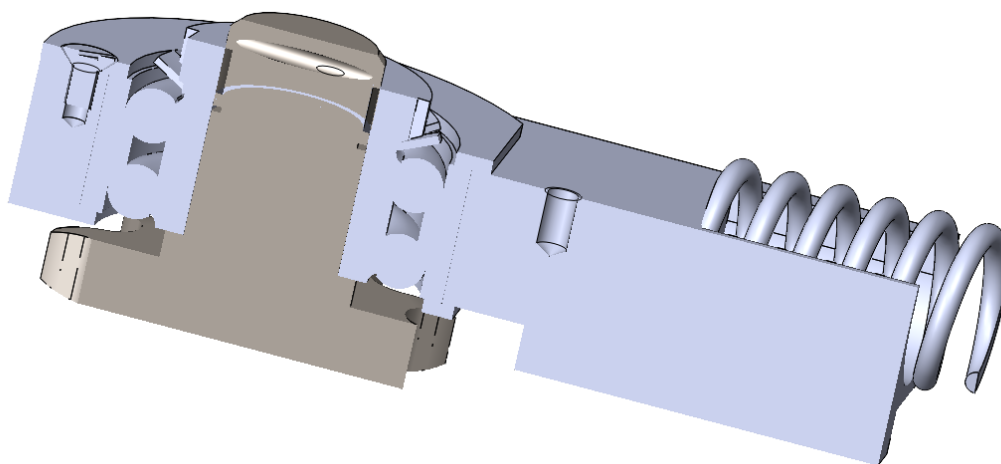
Hřídel 2 přenáší kroutící moment na kolo pomocí drážkování a na konci je uchycena pomocí pojistného kroužku.

10.3 Napínací kolo v pouzdře



Obrázek 33 Napínací kolo v pouzdře

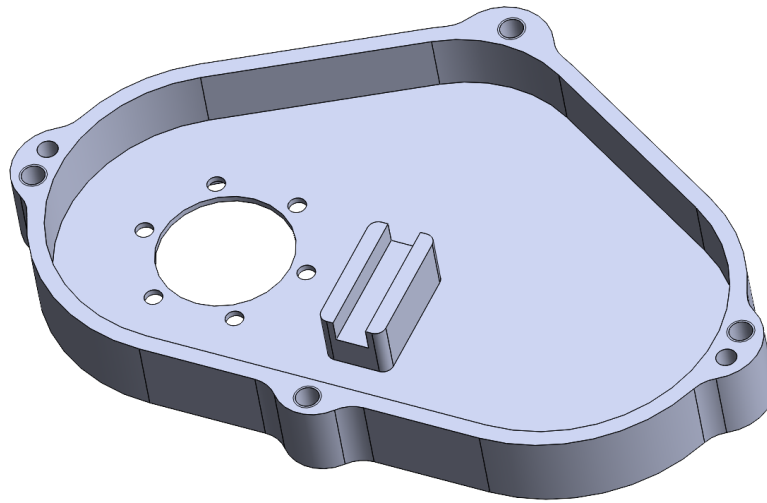
Na obrázku výše vidíme napínací kolo, které je uchycené v posuvném pouzdře. Pouzdro je posouváno pomocí dvou pružin a je vedeno z obou stran vedením.



Obrázek 34 Napínací kolo v pouzdře v řezu

V řezu napínacího mechanismu vidíme uchycení ložiska. Ze strany od kola se opírá o odsazený průměr pouzdra a z druhé strany je uchyceno napevno na hřídeli pomocí KM podložky a MB matice. Zároveň je přiklopeno krytem, který drží ložisko na místě.

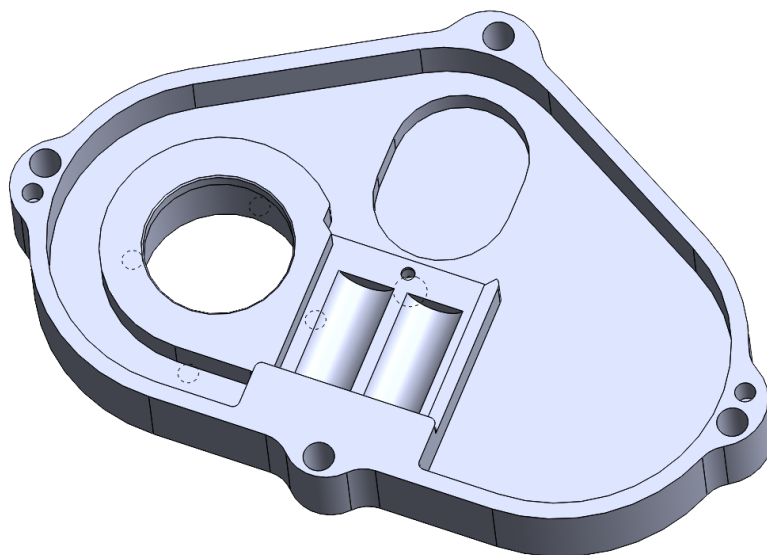
10.4 Spodní kryt



Obrázek 35 Spodní kryt

Uprostřed spodního krytu se nachází lože, které slouží jako vedení pro napínací pouzdro. Série 6 děr okolo vstupní díry hřídele slouží k uchycení k dílci, který otáčí celým mechanismem a pohání ho řemenový převod. Vrchní a spodní kryt jsou k sobě přichyceny 2 kolíky, který zaručují přesné lícování a 4 šrouby po obvodu.

10.5 Vrchní kryt



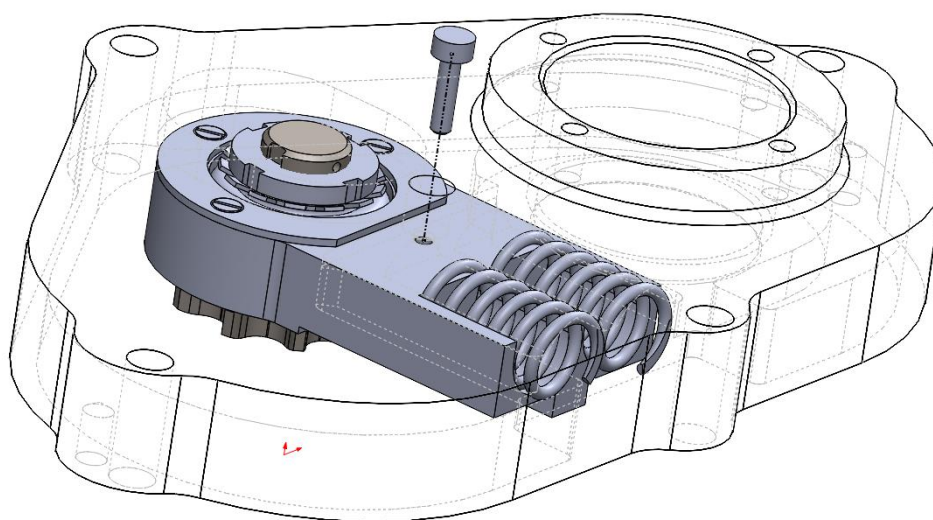
Obrázek 36 Vrchní kryt

Vrchní kryt obsahuje díru pro výstupní hřídel společně s prodlouženým vedením pro ložisko a přichycení krytu ze shora. Zároveň obsahuje vedení pro dvě pružiny, vedení

pro napínací pouzdro a v neposlední řadě kapsu pro vytvoření prostoru pro napínací hřídel.

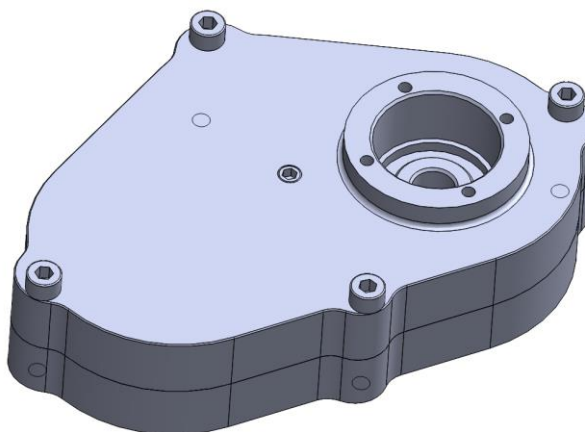
10.6 Montáž mechanismu

Nedílnou součástí tvorby mechanismu je mít vytvořený postup, jakým způsobem se mechanismus bude skládat dohromady. U našeho mechanismu bylo největším problémem montáž napínacího pouzdra. Tento problém byl vyřešen přidáním díry pro šroub do vrchního krytu.



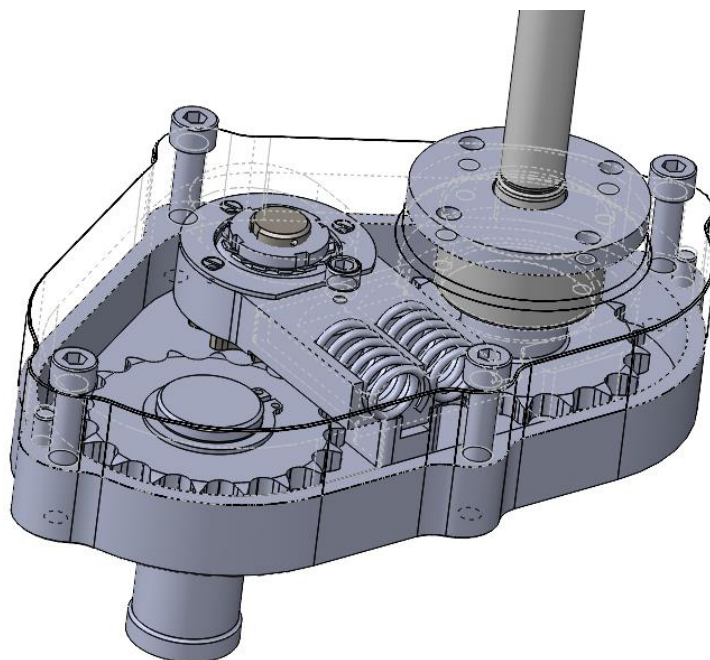
Obrázek 37 Montáž napínacího pouzdra

Dřív, než se vrchní část krytu přiklopí na spodní, přišroubuje se pouzdro ke krytu a zafixuje tak jakýkoliv pohyb pružin a vybočení z vedení. Po uchycení krytů k sobě se šroub vyšroubuje a díra se zaslepí stavěcím šroubem viz. následující obrázek.



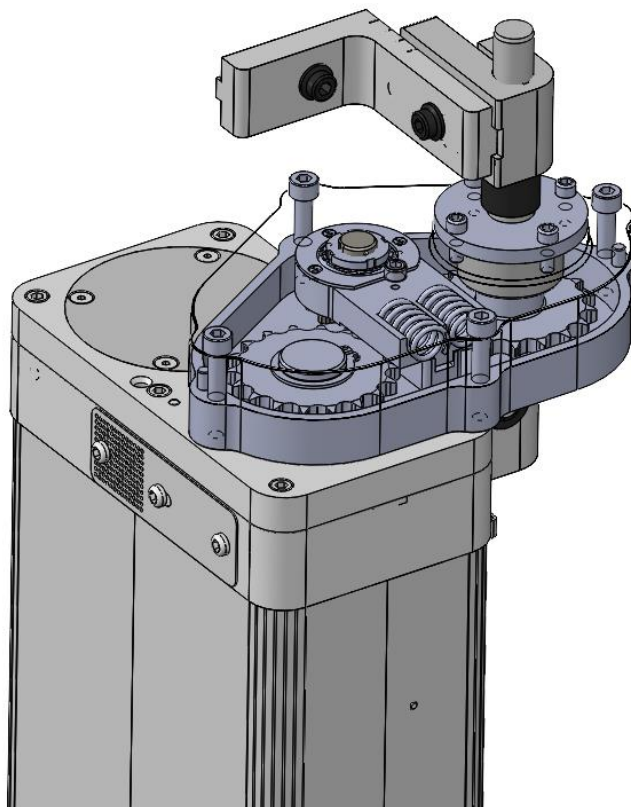
Obrázek 38 Ukázka zaslepení díry pro uchycení napínacího zařízení

10.7 Celý mechanismus



Obrázek 39 Celý mechanismus

Na obrázku 39 je vidět celý mechanismus se vstupní i výstupní hřídelí. Jediné, co na modelu chybí je řetěz.



Obrázek 40 Mechanismus uchycený ve vyšší sestavě

Na obrázku 40 se nachází mechanismus s pružným napínáním uchycený v odstávce sklářského stroje.

10.8 Výkresová dokumentace

Veškerá výkresová dokumentace je v příloze této práce a obsahuje všechny navržené dílce, které tvoří nový mechanismus. Dílce, pro které nebyly tvořeny výkresy je výstupní hřídel mechanismu, která byla zachována stejná.

10.9 Ekonomické zhodnocení

Jako u každé modifikace/návrhu je nutné zvážit veškerou finanční stránku. V první řadě je nutné říct, v jakém množství se navrhovaný mechanismus bude vyrábět. V rámci řadového sklářského stroje je to v řádech jednotek. Počet se liší podle počtu sekcí ve stroji, což může být 4-8. Z nejlepšího ekonomického hlediska by byla lepší velkosériová výroba. Realita je však taková, že co zákazník, to nový stroj, a ne v každém by se tento mechanismus nacházel. Je tedy nutno dopředu zvážit, o kolik strojů by se jednalo a nakupovat materiál dopředu a uskladnit dílce.

Nelze v této chvíli porovnávat, zdali je cena mechanismu menší než práce vykonaná na výměnu řetězu, nebo dokonce výměnu celého starého mechanismu. V tuto chvíli je důležité se zaměřit na to, že jsme tímto eliminovali slabší místo mechanismu a posílili tak celek celého stroje.

11 Závěr

V rámci praktické části této bakalářské práce byl navrhnout celý řetězový mechanismus, který obsahuje napínací element, který je napínán pomocí pružného prvku.

Po důsledné rešerši veškerých zavedených patentů a prozkoumání starých mechanismů používaných firmou byly pečlivě navrženy konstrukce sestav. Výběr toho správného řešení byl probrán jak s firmou Sklostroj Turnov, která téma zadala, tak s vedoucím práce. Po poskládání všech pro a proti se vybralo takové řešení, které vyhovuje nejvíc jak tuhostí, tak cenou. Na řadu přišly výpočty, které byly potřeba pro návrhy jednotlivých hřídelů, ložisek a celkové konstrukce mechanismu. Po výpočtu sil působících v převodu a kontrole veškerých kontrolních výpočtů se došlo k výpočtům rozměrů kol, a to jak obou funkčních, tak i napínacího. Se znalostí veškerých rozměrů a vzdáleností se mohlo přejít k sestavení finální sestavy s prozatím proměnlivými rozměry hřídelů. Z rozměrů v sestavě se mohlo přejít k výpočtům sil, volbě materiálů, výpočty drážkování a ložisek. V neposlední řadě proběhl návrh pružin, které slouží jako pružný element k napínání. Finálním krokem byla tvorba dílců v CAD programu a tvorba výkresů pro výrobu.

Tento projekt vznikl díky firmě Sklostroj Turnov, která se s tímto problémem setkávala od počátku. Z důvodů krátkého času nebyl prostor a čas pro hlubokou kontrolu ze strany firmy. Práce tedy předkládá pouze návrh, který by mohl být použit. Zároveň nám dává možnost dalšího zkoumání a návrhu celkového nového mechanismu odstávky.

I když byly všechny výpočty a konstrukce prováděny svědomitě, podle literatury a rad ze strany firmy, případné nedostatky se projeví až při využívání tohoto mechanismu v provozu, a to ať už v krátkodobém nebo i dlouhodobém horizontu. Na vzniklé chyby by se přišlo při předání dílců například do technologie, nebo do následné kontroly vyrobených dílců.

Seznam obrázků

Obrázek 1 Mechanismus odstávky	9
Obrázek 2 Gallův řetěz – schéma	11
Obrázek 3 Článekový řetěz a kloubový řetěz (4)	12
Obrázek 4 Ewartův řetěz – schéma (4).....	12
Obrázek 5 Pouzdrové řetězy – schéma (4).....	12
Obrázek 6 Konstrukce válečkového řetězu (4).....	12
Obrázek 7 Schéma řadového stroje (5)	14
Obrázek 8 Schéma mechanismu odstávky	15
Obrázek 9 Schéma mechanismu odstávky	16
Obrázek 10 Podrobný popis řetězového převodu.....	17
Obrázek 11 První varianta řešení řetězového převodu	18
Obrázek 12 Druhá varianta řešení řetězového převodu.....	19
Obrázek 13 Třetí varianta řešení řetězového převodu	20
Obrázek 14 Čtvrtá varianta řešení řetězového převodu.....	20
Obrázek 15 Tabulka činitele výkonu (6)	24
Obrázek 16 Tabulka činitele mazání (6)	24
Obrázek 17 Tabulka volby řetězu (6).....	25
Obrázek 18 Tabulka měrného tlaku kloubu řetězu (6)	28
Obrázek 19 Tabulka tření v kloubu (6).....	28
Obrázek 20 Ozubení řetězového kola – základní rozměry (7)	29
Obrázek 21 Ozubení řetězového kola – základní rozměry (7)	30
Obrázek 22 Řez dosavadním řešením firmy Sklostroj.....	32
Obrázek 23 Schéma navrhovaného převodu.....	33
Obrázek 24 Schéma napínacího mechanismu.....	34
Obrázek 25 Schéma celkového mechanismu.....	35
Obrázek 26 Schéma řetězového kola 1 (Poloha 40 mm)	36
Obrázek 27 Schéma napínacího řetězového kola	38
Obrázek 28 Hřídel 1.....	39
Obrázek 29 Schéma napínací hřídele	42
Obrázek 30 Průběh posouvajících sil a momentů na napínací hřídeli	43
Obrázek 31 Hřídel 1 + řetězové kolo hnací	46
Obrázek 32 Hřídel 2 + řetězové kolo hnané.....	46
Obrázek 33 Napínací kolo v pouzdře	47

Obrázek 34 Napínací kolo v pouzdře v řezu	47
Obrázek 35 Spodní kryt	48
Obrázek 36 Vrchní kryt.....	48
Obrázek 37 Montáž napínacího pouzdra	49
Obrázek 38 Ukázka zaslepení díry pro uchycení napínacího zařízení	49
Obrázek 39 Celý mechanismus	50
Obrázek 40 Mechanismus uchycený ve vyšší sestavě.....	50

Použitá literatura

1. **kolektiv, Josef Dillinger a.** *Moderní strojírenství pro školu i praxi.* 2007. ISBN 978-80-86706-19-1.
2. **Palát, Hynek.** sspu-opava řetězové převody. [Online] 2011/2012. https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-03.pdf.
3. **kolektiv, František Boháček a.** *Části a mechanismy strojů III - Převody.* Ediční středisko VUT Brno : autor neznámý.
4. **Šimková, Renata.** *Technologie část III, Studijní text pro tříletý učební obor zámečník.* Olomoucký kraj : autor neznámý, 2010. CZ.1.07/1.1.04/02.0071.
5. **Vladimír, Klebsa.** *Technologie skla a keramiky.* Liberec : Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1981. 55-809-81.
6. **Hložanka, Dušan.** spszengrova.cz. [Online] 16. 12 2013. <https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/SPS-3-%C5%98et%C4%9Bzov%C3%A9-p%C5%99evody-UT.pdf>.
7. **J. Řasa, J.Švercl.** *STROJNICKÉ TABULKY 1.* PRAHA : Scientia, 2004. 80-7183-312-6.
8. **Tul dokumenty.** Úvod. *TUL dokumenty.* [Online] 01. 09 2016. [Citace: 01. 09 2016.] <https://www.tul.cz>.

Seznam příložených souborů

1. Výkres KST-S1800410_0
2. Výkres KST-S1800410_0_1
3. Výkres KST-S1800410_1
4. Výkres KST-S1800410_2
5. Výkres KST-S1800410_3
6. Výkres KST-S1800410_4
7. Výkres KST-S1800410_5
8. Výkres KST-S1800410_6
9. Výkres KST-S1800410_7
10. Výkres KST-S1800410_8
11. Výkres KST-S1800410_9
12. Výkres KST-S1800410_10
13. Výpočet ložiska 1
14. Výpočet ložiska 2
15. Výpočet ložiska 3