ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu elevátoru silážní věže

Design of Drive Unit for Bucket Elevator

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezobrový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

Ladislav Zámečník

Praha 2017

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu elevátoru silážní věže“ vypracoval samostatně pod vedením svého vedoucího bakalářské práce pana Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 3. 7. 2017 ……..

Ladislav Zámečník

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D., za cenné rady a informace při vypracování bakalářské práce. Velké poděkování patří mým rodičům za umožnění studia na vysoké škole a za jejich podporu po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora: **Ladislav ZÁMEČNÍK**

Název BP: Návrh pohonu elevátoru silážní věže

Anglický název: Design of a drive unit for bucket elevator

Rok: 2017

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.*

Bibliografické údaje: počet stran: 66
počet obrázků: 31
počet tabulek: 4
počet příloh: 3

Klíčová slova: Korečkový elevátor, čelní převodovka, pohon, silážní věž

Keywords: Bucket elevator, spur gear unit, drive, tower silo

Anotace:

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu elevátoru silážní věže. Obsahuje přehled korečkových dopravníků a jejich konstrukční uspořádání. V práci je popsán návrh celého převodového ústrojí včetně elektromotoru, pružné spojky na vstupu čelní dvoustupňové převodovky se šikmými zuby a řetězového soukolí na výstupu převodovky. Dále jsou kontrolována ozubená kola, ložiska a hřídele na životnost a pevnost. Hlavně výstupní hřídel je ještě kontrolován na dynamickou bezpečnost a deformační kontroly.

Abstract:

This bachelor thesis deals with design of silage tower´s elevator engine. It consists overview of bucket conveyors and their construction order. In this thesis is described design of the whole transmission gear including electric engine, flexible coupling on the inlet of two-stage gearbox with oblique teeth and chain gear at the output of the gearbox. Furthermore, all gears, bearings and shafts are checked for their solidity and lifetime. Primarily, the output shaft is being chcecked for his dynamic safety and deformation check.

Obsah

1 Úvod ... 1
2 Korečkový elevátor ... 1
2.1 Tažný orgán a připojení korečků ... 2
2.1.1 Pásy ... 2
2.1.2 Řetězy ... 3
2.2 Korečky ... 4
2.3 Uspořádání korečků ... 5
2.4 Plnění korečků ... 5
2.4.1 Nasýpací způsob ... 6
2.4.2 Hrabací způsob ... 6
2.4.3 Smíšený způsob ... 6
2.5 Vyprazdňování korečků ... 6
2.6 Nosná konstrukce ... 7
2.7 Pohon ... 8
2.8 Napínání ... 8
3 Návrh součástí pohonu elevátoru ... 9
3.1 Návrh potřebného výkonu ... 9
3.2 Výkon elektromotoru ... 11
3.2.1 Celková účinnost pohonu ... 11
3.2.2 Teoretický výkon motoru ... 11
3.2.3 Volba elektromotoru ... 11
3.3 Návrh převodovky ... 12
3.3.1 Převodové poměry ... 12
3.3.2 Volba počtu zubů ... 13
3.3.3 Krouticí momenty hřídelů a otáčky ... 14
3.3.4 Návrh spojky mezi elektromotorem a převodovkou ... 15
3.3.5 Spojení převodovky a elevátoru ... 16
3.3.6 Návrh průměru hřídelů ... 16
3.4 Návrh ozubených kol ... 17
3.4.1 Výpočet soukolí 12 ... 17
3.4.2 Výpočet soukolí 34 ... 21
3.5 Kontrola ozubení ... 24
3.5.1 Soukolí 12 ... 25

3.5.2 Soukolí 34 26
3.6 Silové poměry ozubení 26
3.6.1 Valivé úhly 26
3.6.2 Silové poměry soukolí 12 27
3.6.3 Silové poměry soukolí 34 28
3.7 Reakce na hřídelích 28
3.7.1 Vstupní hřídel I 28
3.7.2 Předlohový hřídel II 30
3.7.3 Výstupní hřídel III 32
3.8 Návrh ložisek 34
3.8.1 Vstupní hřídel I 34
3.8.2 Předlohový hřídel II 35
3.8.3 Výstupní hřídel III 36
4 Pevnostní kontrola hřídelů 37
4.1 Statická bezpečnost 37
4.1.1 Vstupní hřídel I 38
4.1.2 Předlohový hřídel II 40
4.1.3 Výstupní hřídel III 43
4.2 Dynamická bezpečnost 45
4.3 Deformační kontroly hřídelů 47
4.3.1 Kontrola torzní tuhosti 47
4.3.2 Kontrola ohybové tuhosti 48
4.4 Kontrola spojení hřídele s náboji pomocí pera 51
4.4.1 Vstupní hřídel I se spojkou 51
4.4.2 Předlohový hřídel II s ozubeným kolem 2 52
4.4.3 Výstupní hřídel III s ozubeným kolem 4 52
4.4.4 Výstupní hřídel III s řetězovým kolem 53
5 Závěr 54
Seznam použité literatury 53
Seznam obrázků 55
Sezam tabulek 55
Seznam příloh 56

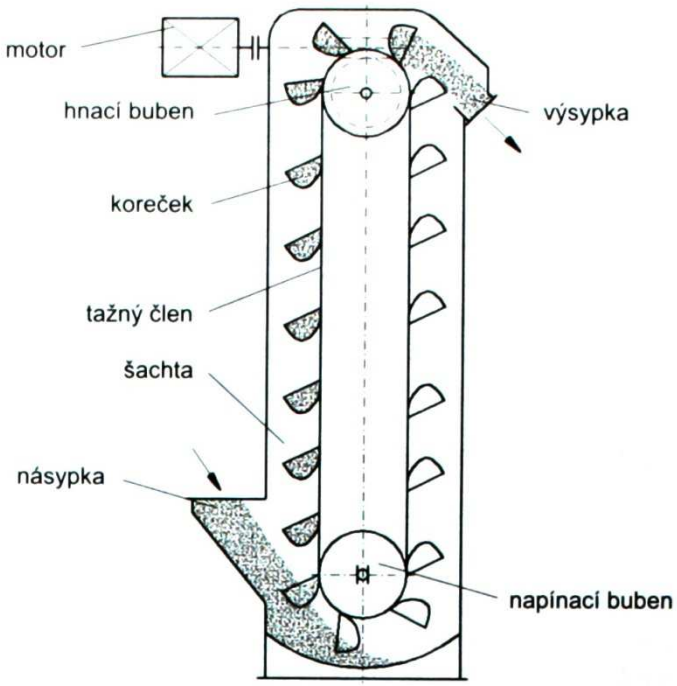
1 Úvod

Korečkový dopravník je používán zejména ve stavebnictví, zemědělství, chemickém a potravinářském průmyslu. Slouží ke svislé nebo šikmé dopravě materiálů jako například uhlí, štěrku, cementu, řepy, obilovin atp. Materiál je přiváděn přes násypku do paty elevátoru, odkud je pomocí korečků připevněných na tažném elementu vynášen do hlavy dopravníku a v tomto místě opouští elevátor přes výsypku. [1]

Cílem této bakalářské práce je návrh pohonu elevátoru včetně kontrolních výpočtů podle zadaných parametrů. Úkolem práce je také vytvoření 2D výkresu sestavy převodovky a 3D modelu koncepčního návrhu pohonu.

2 Korečkový elevátor

Korečkový elevátor (obr. 2) je mechanický dopravník, určený k dopravě sypkých, nebo drobně kusových látek se sypným úhlem 15 až 60°. Materiál je přepravován v korečcích, které jsou připevněny na tažném elementu a do nichž je materiál nasýpán, nebo korečky nabírán. Jako tažný orgán je používán řetěz při dopravních rychlostech do 1,6 $m \cdot s^{-1}$, nebo pás dosahující rychlosti až 3,5 $m \cdot s^{-1}$. Pásové elevátory se běžně používají pro dopravované množství až do 70 $m^3 \cdot h^{-1}$ při výšce do 30 m. U řetězových elevátorů můžeme dosáhnout dopravovaného množství až 150 $m^3 \cdot h^{-1}$ a výšky do 90 m. Nejčastěji se využívá vertikálních dopravníků, dále potom šikmých s nakloněním 60 až 90°. [1] Jednotlivé části elevátoru jsou schematicky znázorněny na obr. 1.

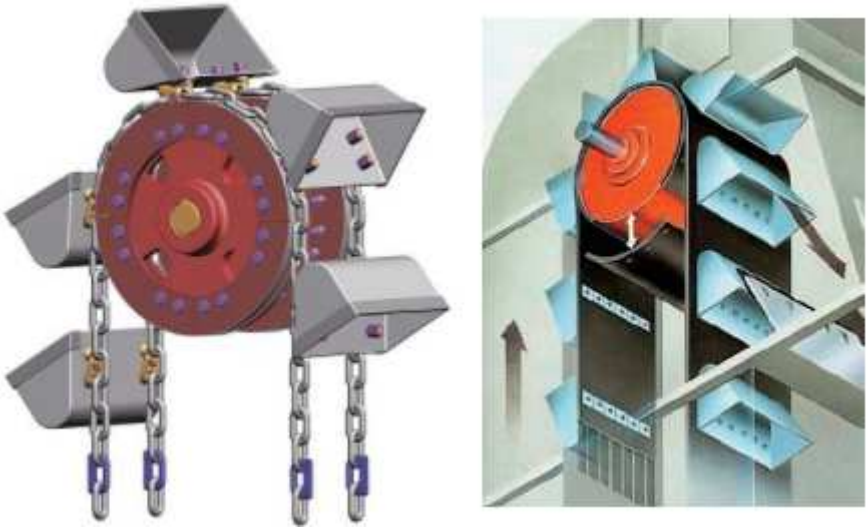


obr. 1 Schéma korečkového elevátoru [2]

obr. 2 Korečkový elevátor [3]

2.1 Tažný orgán a připojení korečků

Tažným orgánem může být řetěz anebo dopravní pás (obr. 3).

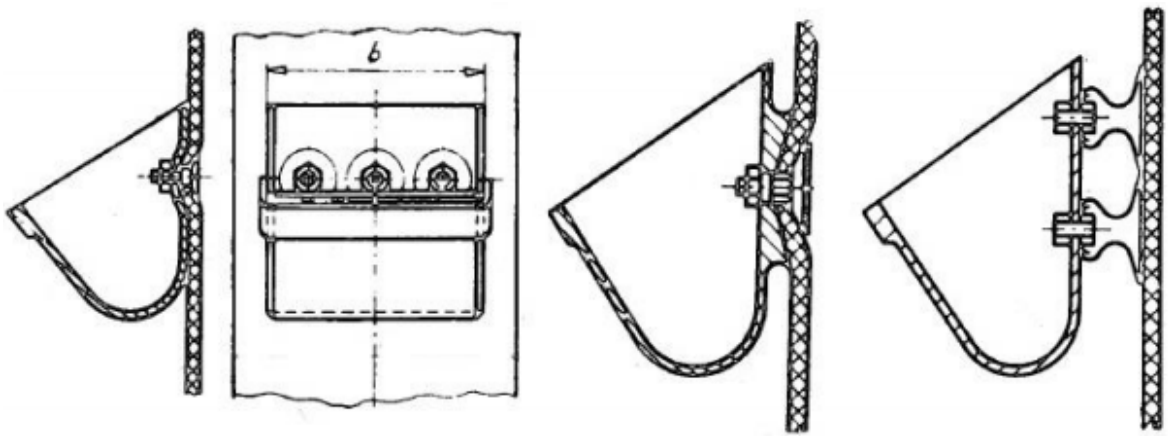


obr. 3 Řetězový a pásový dopravník [4,5]

2.1.1 Pásy

Pásy korečkových elevátorů můžeme podle materiálů a jim příslušných norem rozdělit na pásy z pryže dle ČSN 26 0381, z polyvinylchloridu dle ČSN 26 0382, tkané dle ČSN 80 4751 anebo z pletiva. Šířka pásu závisí na šířce korečku. Z hlediska materiálu se obvykle používají PVC pásy (potravinářský, chemický, farmaceutický průmysl atp.), případně pásy pryžové. Ty jsou opatřeny různými typy vložek (textilní, ocelová lana, umělá vlákna). Pryžové pásy pracují při teplotách maximálně do 80° C, avšak při speciálním provedení až do 130° C. Vložky z ocelových lan se používají z důvodu menšího prodloužení pásu, které vede ke snížení zdvihu napínacího ústrojí. Pletivové pásy se používají v ojedinělých případech, při kterých dochází k velkému mechanickému, tepelnému, nebo chemickému namáhání. [1]

Spojení pásu s korečkem (obr. 4) se provádí pomocí šroubů se zvětšenou kuželovou hlavou nebo použitím vhodných podložek. Je důležité, aby byla vnitřní strana pásu a hlava šroubu v jedné rovině a nedocházelo k utrhávání korečků a byl zajištěn jejich klidný chod přes buben. Z tohoto důvodu bývá zadní stěna korečku prolisována, nebo jinak upravena. [1]



a) b) c)

a) koreček s prolisovanou zadní stěnou připevněný šrouby

b) koreček s upravenou zadní stěnou upevněný šrouby

c) koreček připevněný pomocí pryžových úchytek

obr. 4 Upevnění korečků na pásu [1]

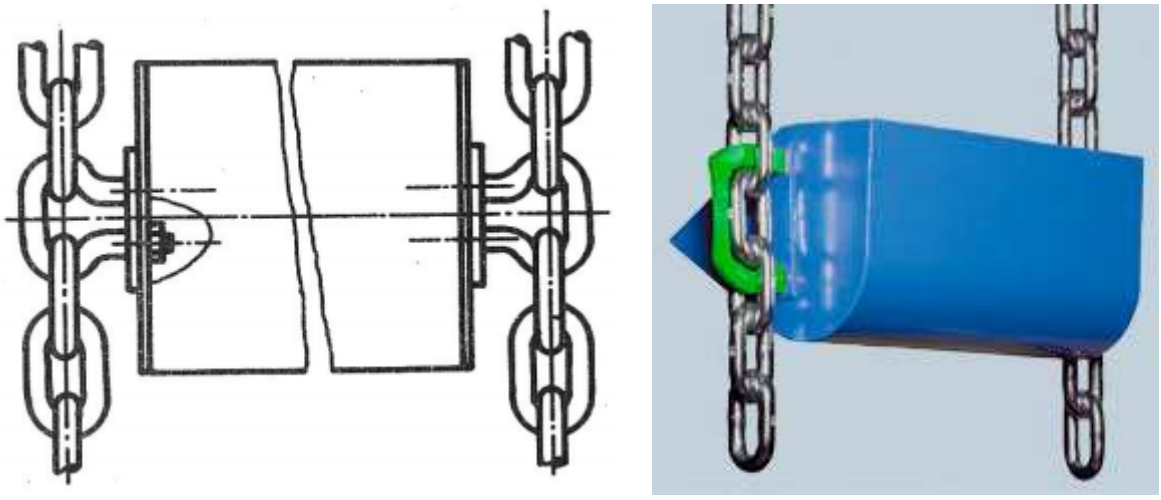
2.1.2 Řetězy

Řetězy jsou vhodné pro velké dopravní výšky, dopravu abrazivních materiálů, nebo materiálů o vysoké teplotě. Korečky se připevňují na článkové řetězy dle ČSN 02 3211, na sponové transportní dle ČSN 26 0401, nebo na sponové zvedací (Gallovy) řetězy, při kterých nesmí být překročen měrný tlak v kloubech 20 MPa a dopravní rychlost 0,2 $m \cdot s^{-1}$. Korečky lze zavěsit na jednu nebo dvě větve řetězu. Aby byla zajištěna stabilita korečku, používá se u článkových řetězů závěsu na dvou větvích. Naopak zavěšení korečku na jedné větvi se používá u sponových řetězů i při velkých šířkách. V případě zavěšení na dvě větve můžeme připojit řetěz na boky korečku (obr. 6), případně čelně (obr. 5), tedy na zadní stěnu korečku. [1]

a)Upevnění
k článkovému řetězu

b)Upevnění
k pouzdrovému řetězu

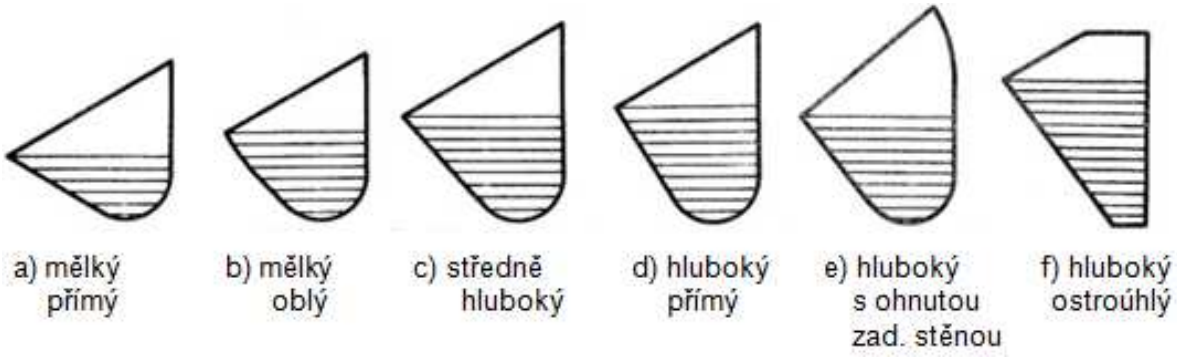
obr. 5 Čelní připojení korečku [1,6,7]



obr. 6 Boční připojení na článkový řetěz [8,9]

2.2 Korečky

Suroviny jsou dopravovány pomocí korečků. Tvar a materiál korečků závisí na fyzikálních vlastnostech dopravované látky, způsobu plnění a vyprazdňování. Korečky se vyrábějí obvykle z ocelového plechu silného 1 až 8 mm, který se dále upravuje lisováním a svařováním, případně lité z různých slitin. Dále se často používají různé povrchové úpravy, např. pozinkování, fosfátování, různé povlaky z pryže nebo plastu atp. Pro běžné využití jsou vyráběny korečky o objemu 0,63 až 80 litrů, ve speciálních případech dokonce až 150 litrů a více. Při dopravě praných materiálů (uhlí, štěrk, řepa) jsou korečky děrované kvůli odtoku vody a drobných nečistot. Podle ČSN 26 2008 se rozlišuje šest základních druhů korečků (obr. 7). [1,8]



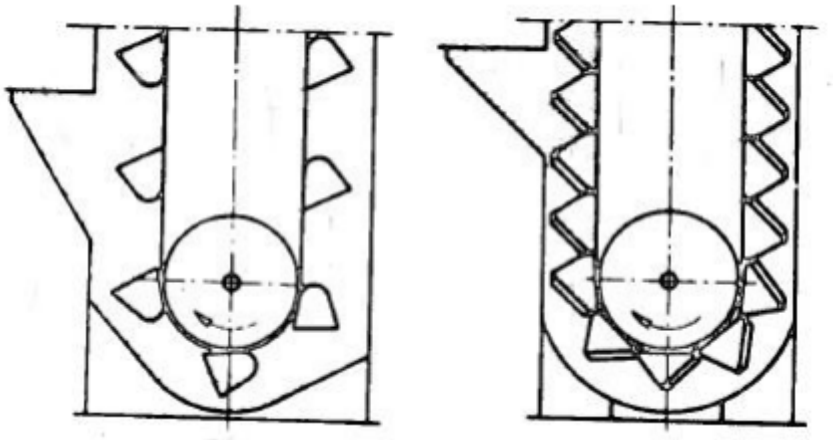
obr. 7 Typy korečků [8]

tab. 1 Typy korečků [8]

Typ korečku	Charakteristické vlastnosti dopravovaného materiálu	Příklady použití
A	lehký, jemný náklad	mouka, krupice, šrot
B	lehký, zrnitý náklad	obilí, olejnatá semena, luštěniny
C	lepivý náklad	surový cukr, vlhké jemné uhlí
D	těžký, práškovitý, kusovitý	písek, cement, uhlí
E	lehce tekoucí nebo odvalující se náklad	popílek, brambory
F		černé uhlí

2.3 Uspořádání korečků

S ohledem na způsob plnění korečků se podle jejich rozteče dělí uspořádání na přetržité a nepřetržité viz obr. 8. [1]



a) přetržité uspořádání *b) nepřetržité uspořádání*

Obr. 8 Způsoby uspořádání korečků [1]

Při přetržitém uspořádání korečků se jejich rozteč volí podle vzorce:

$$t_k = (2{,}2 \text{ až } 3{,}0) \cdot h_k \tag{1}$$

Kde: h_k - výška korečků

2.4 Plnění korečků

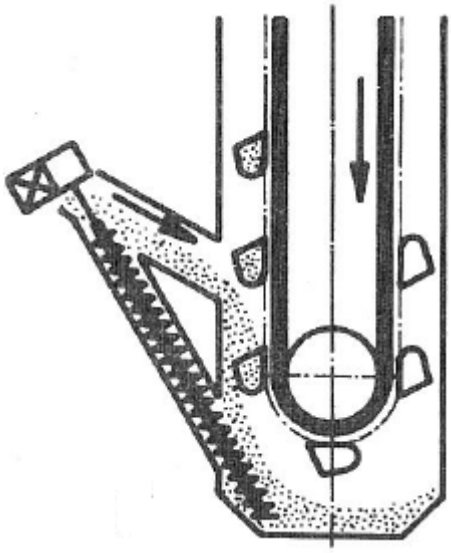
Aby byl zaručen plynulý chod elevátoru, musí být materiál přiváděn do korečků rovnoměrně a zároveň nesmí být přeplňované. Z těchto důvodů musí být přiváděcí rychlost dopravovaného materiálu dostatečně malá. Pro plnění korečků se používá tří způsobů, a to nasýpacího, hrabacího a smíšeného. [1]

2.4.1 Nasýpací způsob

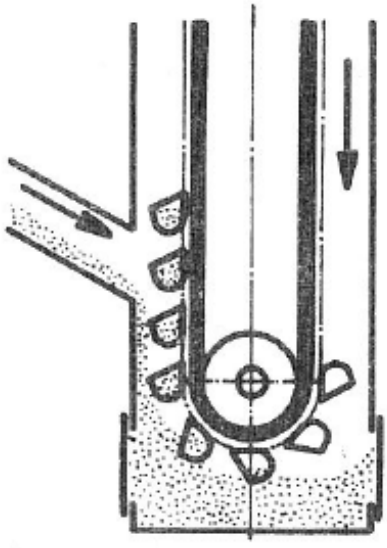
Materiál musí být podáván do korečků rovnoměrně. Pokud tento požadavek není splněn, používají se různá dávkovací zařízení. Při nasýpacím způsobu plnění (obr. 9) je potřeba delší doby, během které dojde k naplnění korečku, a proto je požadována větší rozteč korečků. Tento způsob je vhodný především pro hrubě kusovité a velmi abrazivní materiály. Jako tažný prvek je využíván zejména řetěz. [1,8]

2.4.2 Hrabací způsob

Přivádíme suroviny na dno dopravní šachty a tím jej plníme. Materiál je postupně nabírán procházejícími korečky. Průchod korečku touto vrstvou je velice energeticky náročný a tím dosahuje koreček značného opotřebení. Z tohoto důvodu se používá spíše pro jemnozrnné a sypké materiály s malou zrnitostí (do 10 mm), které nemají vliv na nejvyšší rychlost. Jako tažný element se používá řetězů i pásů. Tento způsob je znázorněn na obr. 10. [1,8]



obr. 9 Nasýpací způsob [8]



obr. 10 Hrabací způsob [8]

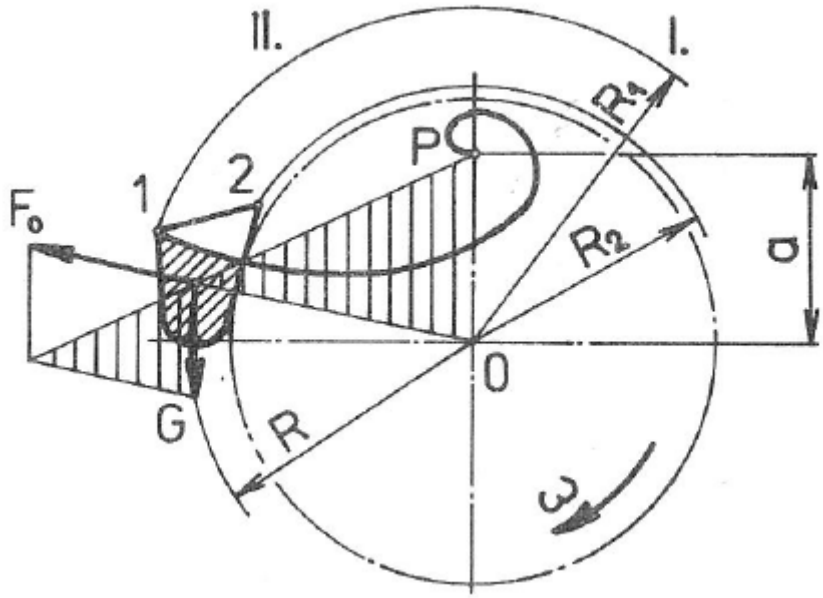
2.4.3 Smíšený způsob

Způsob se nazývá též kombinovaný. V tomto případě dochází k propadávání části materiálů kolem korečků při jejich plnění nasýpacím způsobem. Část materiálu je tedy nasýpána do korečků, zbytek je jimi hrabán ze dna šachty. [1,8]

2.5 Vyprazdňování korečků

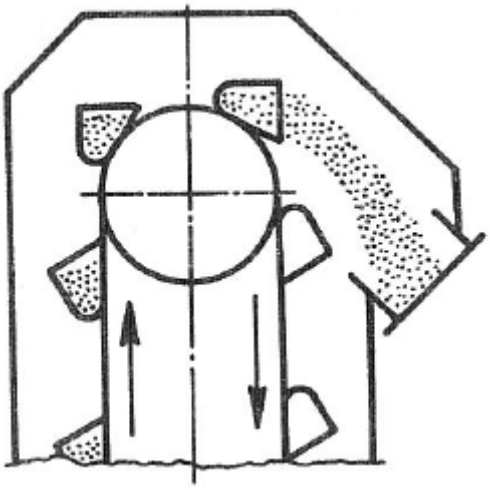
Měřítkem pro rozlišení dvou způsobů vysýpání je poloha pólu P (obr. 11), který je průsečíkem nositelky výslednice vnějších sil (tíhové a odstředivé) působících na materiál v korečku s vertikální osou. Materiál může opouštět koreček přes jeho vnější hranu 1 ve II. kvadrantu, nebo přes vnitřní hranu 2 v I. kvadrantu. To záleží na dopravní rychlosti elevátoru. V prvním případě leží pól P

uvnitř kružnice s poloměrem R_2 a jedná se o odstředivé vyprazdňování (obr. 12). K tomu dochází právě při značně vysokých rychlostech oproti gravitačnímu vyprazdňování (obr. 13). V druhém případě leží pól P za hranicí kružnice s poloměrem R_1, tedy vzdálenost |OP| je větší než poloměr R_1 a jde o zmiňované gravitační vyprazdňování. [8]



obr. 11 Poloha pólu vyprazdňování [8]

obr. 12 Odstředivé vyprazdňování [10]



obr. 13 Gravitační vyprazdňování [8]

2.6 Nosná konstrukce

Elevátor je možné konstruovat dvěma způsoby, a to jako otevřený, nebo uzavřený. Dopravník otevřený je většinou řešen pomocí ocelové konstrukce, obvykle příhradové. Nosnou konstrukcí uzavřeného elevátoru je ve většině případů šachta, případně dvě šachty (pro dvě větve tažného elementu). S ohledem na velkou výšku konstrukcí musíme brát v potaz také tepelnou dilataci. [1]

2.7 Pohon

„Pohon je umístěn v hlavě elevátoru. Pro menší výkony (do 10 až 12 kW) se používá převodových motorů. U větších pohonů se dnes používá převodovek s dutým výstupním hřídelem, který je navlečen na hřídel hnacího bubnu nebo řetězového kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs je pružný a zachycuje momenty působící na převodovku.“ [1]

2.8 Napínání

Hmotnost korečků, tažného orgánu a součástí vratné stanice zavěšených na tažném elementu udává sílu, která je potřebná pro napínání tažného orgánu, což je nezbytné pro přenos sil na hnacím bubnu. Je-li tato síla nedostačující, navýší se pomocí přídavných závaží, případně se provede napnutí řetězu či pásu pomocí šroubů. [1]

3 Návrh součástí pohonu elevátoru

3.1 Návrh potřebného výkonu

Zadané parametry:

- Průměrná hustota zrnin $\rho = 0{,}651\,3\ kg \cdot l^{-1}$
- Dopravní výška $h = 35\ m$
- Rychlost korečků elevátoru $v = 0{,}96\ m \cdot s^{-1}$
- Kapacita korečku $c = 4\ l$
- Rozteč korečků $p = 0{,}26\ m$
- Průměr hnacího kola $D = 0{,}7\ m$
- Tíhové zrychlení $g = 9{,}813\,73\ m \cdot s^{-2}$
- Životnost zařízení $L_h = 20\,000\ h$

Maximální dopravní výška

$$H = h + \frac{D + D}{2} \tag{2}$$

$$H = 35 + \frac{0{,}7 + 0{,}7}{2}$$

$$H = 35{,}7\ m$$

Objem korečku

$$V = \frac{c}{\rho} \tag{3}$$

$$V = \frac{4}{0{,}651\,3}$$

$$V = 6{,}141\,56\ l$$

Dopravované množství

$$Q = 3\,600 \cdot \frac{V}{p} \cdot v \cdot \psi \tag{4}$$

$$Q = 3\,600 \cdot \frac{6{,}141\,56 \cdot 1\,000}{0{,}26} \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}65$$

$$Q = 53{,}063\,1\ m^3 \cdot h^{-1}$$

kde: ψ - součinitel plnění [1]

Dopravované množství v tunách za hodinu

$$Q_t = Q \cdot \rho \tag{5}$$

$$Q_t = 53{,}063\,1 \cdot 0{,}651\,3$$

$$Q_t = 34{,}56\ t \cdot h^{-1}$$

Počet korečků v tažené větvi

$$n = \frac{h}{p} \tag{6}$$

$$n = \frac{35}{0{,}26}$$

$$n \doteq 135$$

Hmotnost naplněného korečku

$$m = c \cdot \rho \tag{7}$$

$$m = 4 \cdot 0{,}651\,3$$

$$m = 2{,}605\,2\ kg$$

Zatížení v tažené větvi

$$F = n \cdot m \cdot g \tag{8}$$

$$F = 135 \cdot 2{,}605\,2 \cdot 9{,}813\,73$$

$$F = 3\,451{,}5\ N$$

Čas, za který urazí koreček výšku elevátoru

$$t = \frac{h}{v} \tag{9}$$

$$t = \frac{35}{0{,}96}$$

$$t \doteq 36{,}5\ s$$

Práce

$$W = F \cdot h \tag{10}$$

$$W = 3\,451{,}5 \cdot 35$$

$$W = 120\,802{,}5\ J$$

Potřebný výkon

$$P = \frac{W}{t} \tag{11}$$

$$P = \frac{120\,802{,}5}{36{,}46}$$

$$P \doteq 3{,}3\ kW$$

3.2 Výkon elektromotoru

3.2.1 Celková účinnost pohonu

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\check{r}et} \cdot \eta_{ZS} \tag{12}$$

$$\eta_c = 0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}995$$

$$\eta_c = 0{,}8983$$

Kde: η_{12} - účinnost prvního páru čelních ozubených kol

η_{34} - účinnost druhého páru čelních ozubených kol

$\eta_{\check{r}et}$ - účinnost přídavného řetězového převodu

η_{ZS} - účinnost zubové spojky

3.2.2 Teoretický výkon motoru

$$P'_m = \frac{P}{\eta_c} \tag{13}$$

$$P'_m = \frac{3{,}3}{0{,}8983}$$

$$P'_m = 3{,}67\ kW$$

Kde: P'_m - teoretický výkon hnacího elektromotoru

η_c - celková účinnost pohonu

3.2.3 Volba elektromotoru

V katalogu vyberu takový elektromotor, který bude splňovat podmínku:

$$P_m > P'_m \tag{14}$$

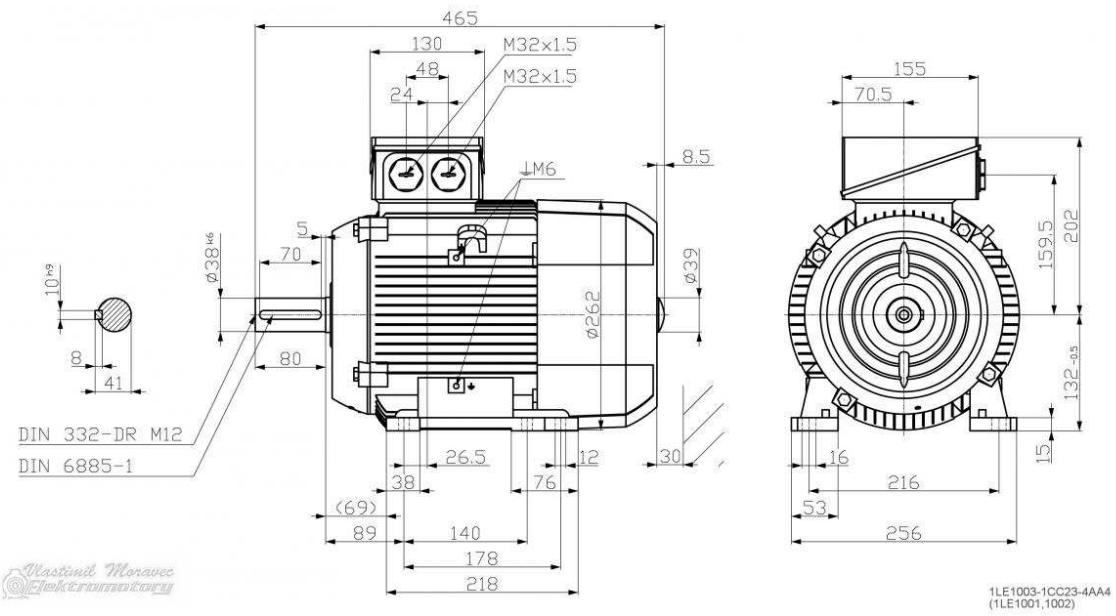
$$P_m > 3{,}67\ kW$$

Kde: P_m - výkon elektromotoru vybraného z katalogu

Volím elektromotor z katalogu firmy Siemens: Trojfázový asynchronní motor Siemens 1LE1001-1CC23, patkový IMB3. Parametry jsou uvedeny v tab. 2 [11]

tab. 2 Parametry elektromotoru [11]

Výrobce	SIEMENS
Typová řada	1LE1
Velikost (osová výška)	132M (132mm)
Výkon	4kW
Otáčky	970 min^{-1}
Napětí	400/690 V 50 Hz
Krytí	IP 55
Teplota okolí	od -30°C do +40°C
Váha	43 kg



obr. 14 Rozměry elektromotoru [11]

3.3 Návrh převodovky

3.3.1 Převodové poměry

Celkový převodový poměr převodovky musí splňovat podmínku: $i_c \in < 15 \div 45 >$.

$$i_c = \frac{n_m}{n} \tag{15}$$

$$i_c = \frac{n_m}{\frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D}}$$

$$i_c = \frac{970}{\frac{60 \cdot 0{,}96}{\pi \cdot 0{,}7}}$$

$$i_c = 37{,}034$$

Kde: n_m - otáčky elektromotoru

n - otáčky hnacího kola elevátoru

Na výstupu převodovky bude umístěn řetězový převod. Jeho převodový poměr:

$$i_{\check{r}et} = 1{,}8$$

Teoretický převodový poměr převodovky

$$i_{pt} = \frac{i_c}{i_{\check{r}et}} \tag{16}$$

$$i_{pt} = \frac{37{,}034}{1{,}8}$$

$$i_{pt} = 20{,}574$$

Tento převodový poměr bude rozdělen na převodové poměry obou soukolí. Poté se určí skutečný převodový poměr a porovná se s normalizovaným.

- Převodový poměr prvního soukolí $i_{12} = 4{,}952$
- Převodový poměr druhého soukolí $i_{34} = 3{,}944$

Skutečný převodový poměr převodovky

$$i_p = i_{12} \cdot i_{34} \tag{17}$$

$$i_p = 4{,}952 \cdot 3{,}944$$

$$i_p = 19{,}53$$

Normalizovaný převodový poměr

$i_{norm} = 20$ [12] dle ČSN 03 1013

Kontrola skutečného převodového poměru

$$\Delta i = \left(\frac{i_{norm} - i_p}{i_{norm}}\right) \cdot 100 \ < 4\% \tag{18}$$

$$\Delta i = \left(\frac{20 - 19{,}53}{20}\right) \cdot 100 \ < 4\%$$

$$\Delta i = 2{,}35\% < 4\%$$

3.3.2 Volba počtu zubů

Počet zubů na pastorku prvního soukolí musí být větší než počet zubů na pastorku druhého soukolí z důvodu minimalizace rozměrů převodovky, tedy $z_1 > z_3$.

Počet zubů pastorku soukolí 1,2

$$z_1 = 21$$

Počet zubů na ozubeném kole 2

$$z'_2 = z_1 \cdot i_{12} \tag{19}$$

$$z'_2 = 21 \cdot 4{,}952$$

$$z'_2 = 103{,}95$$

Volím $z_2 = 104$

Počet zubů pastorku soukolí 3,4

$$z_3 = 18$$

Počet zubů na ozubeném kole 4

$$z'_4 = z_3 \cdot i_{34} \tag{20}$$

$$z'_4 = 18 \cdot 3{,}944$$

$$z'_4 = 74{,}7$$

Volím $z_4 = 71$

Kontrola celkového převodového poměru

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \tag{21}$$

$$i_p = \frac{104}{21} \cdot \frac{71}{18}$$

$$i_p = 19{,}53$$

3.3.3 Krouticí momenty hřídelů a otáčky

3.3.3.1 Vstupní hřídel I

$$M_{kI} = M_{km} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_m}{n_m} \tag{22}$$

$$M_{kI} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{4000}{970}$$

$$M_{kI} = 39{,}379\ N.m$$

Kde: M_{kI} - krouticí moment hřídele I

M_{km} - krouticí moment elektromotoru

n_m - otáčky elektromotoru

P_m - výkon elektromotoru

3.3.3.2 Předlohový hřídel II

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \tag{23}$$

$$M_{kII} = 39{,}379 \cdot 4{,}952 \cdot 0{,}98$$

$$M_{kII} = 191{,}12\ Nm$$

$$n_{II} = \frac{n_m}{i_{12}} \tag{24}$$

$$n_{II} = \frac{970}{4{,}952} = 195{,}88\ min^{-1}$$

Kde: M_{kII} - krouticí moment hřídele II

i_{12} - převodový poměr prvního soukolí

η_{12} - účinnost prvního soukolí

n_{II} - otáčky hřídele II

3.3.3.3 Výstupní hřídel III

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} \tag{25}$$

$$M_{kIII} = 191{,}12 \cdot 3{,}944 \cdot 0{,}98$$

$$M_{kIII} = 738{,}77\ Nm$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}} \tag{26}$$

$$n_{III} = \frac{195{,}88}{3{,}944} = 49{,}665\ min^{-1}$$

Kde: M_{kIII} - krouticí moment hřídele III

i_{34} - převodový poměr druhého soukolí

η_{34} - účinnost druhého soukolí

n_{III} - otáčky hřídele III

3.3.3.4 Krouticí moment na hnacím kole

$$M_{kb} = M_{kIII} \cdot i_{\check{r}et} \cdot \eta_{\check{r}et} \tag{27}$$

$$M_{kb} = 738{,}77 \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}94$$

$$M_{kb} = 1250\ N.m$$

$$n_b = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \tag{28}$$

$$n_b = \frac{60 \cdot 0{,}96}{\pi \cdot 0{,}7} = 26{,}19\ min^{-1}$$

Kde: M_{kb} - krouticí moment hnacího kola

$i_{\check{r}et}$ - převodový poměr řetězového převodu

$\eta_{\check{r}et}$ - účinnost řetězového převodu

n_b - otáčky hnacího kola

3.3.4 Návrh spojky mezi elektromotorem a převodovkou

Velikost spojky se určí pomocí provozního součinitele k. Ten volím pro hnací stroj, kterým je asynchronní motor s kotvou nakrátko a pro hnaný stroj (elevátor), patřící do skupiny VI, $k = 2{,}8$. [13]

$$M_v = M_{km} \cdot k \tag{29}$$

$$M_v = 39{,}379 \cdot 2{,}8 = 110{,}3\ N \cdot m$$

Kde: M_v - výpočtový točivý moment spojky

M_{km} - krouticí moment elektromotoru

k - provozní součinitel

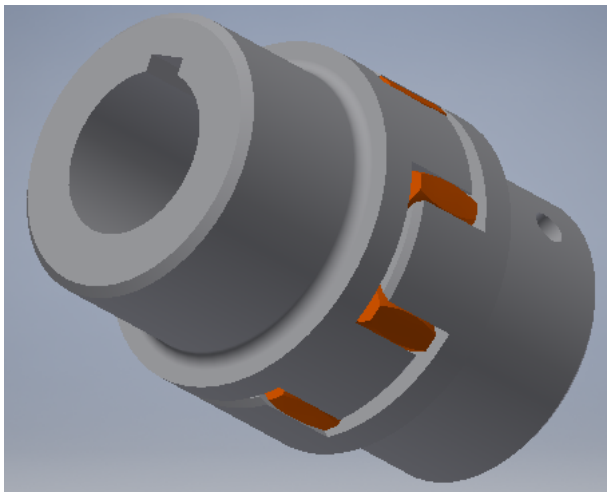
Podle výpočtového momentu volím pružnou spojku ROTEX 38 (obr. 15) z katalogu firmy KTR [14]. Hodnoty jmenovitého a maximálního momentu této spojky jsou:

$$M_{kn} = 190\ Nm$$

$$M_{kmax} = 380\ Nm$$

$$M_{kn} > M_v$$

Spojka dle podmínky vyhovuje zatížení s dostačující rezervou.



obr. 15 Pružná spojka ROTEX 38 [14]

3.3.5 Spojení převodovky a elevátoru

Spojení převodovky a hnacího kola elevátoru je řešeno pomocí řetězového převodu. Návrh řetězového převodu viz příloha 1.

3.3.6 Návrh průměru hřídelů

3.3.6.1 Vstupní hřídel I

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{D1}}} \tag{30}$$

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 39\,379}{\pi \cdot 25}}$$

$$d'_1 = 20{,}02\ mm$$

Volím $d_1 = 22\ mm$

Kde: d'_1 - nejmenší dovolený průměr hřídele I

τ_{D1} - dovolené napětí ve smyku pro hřídel I ([12])

3.3.6.2 Předlohový hřídel II

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{D2}}} \tag{31}$$

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 191\,120}{\pi \cdot 35}}$$

$$d'_2 = 30{,}3\ mm$$

Volím $d_1 = 35\ mm$

Kde: d'_2 - nejmenší dovolený průměr hřídele II

τ_{D2} - dovolené napětí ve smyku pro hřídel II ([12])

3.3.6.3 Výstupní hřídel III

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{D3}}} \tag{32}$$

$$d'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 738\,770}{\pi \cdot 50}}$$

$$d'_3 = 42{,}22\ mm$$

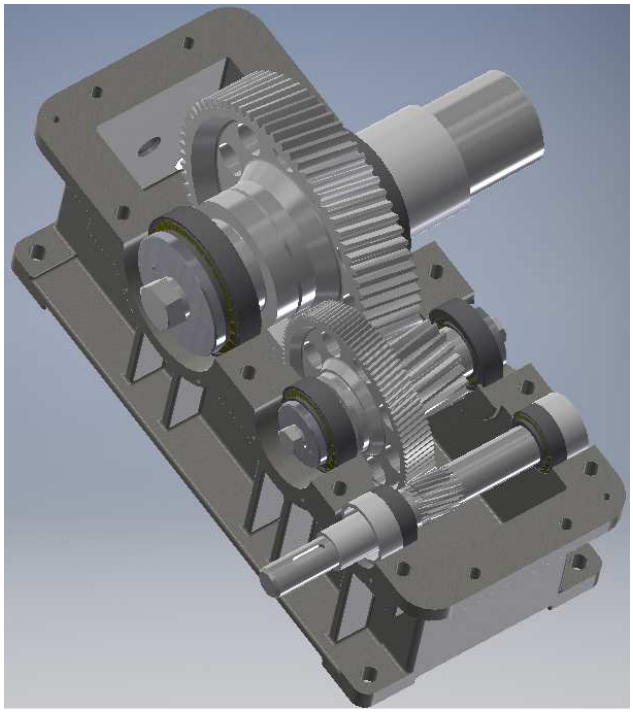
Volím $d_3 = 65\ mm$

Kde: d'_3 - nejmenší dovolený průměr hřídele III

τ_{D3} - dovolené napětí ve smyku pro hřídel III ([12])

3.4 Návrh ozubených kol

Na obr. 16 je model koncepčního návrhu ozubených kol.



obr. 16 Pohled na navržená ozubená kola

3.4.1 Výpočet soukolí 12

Volba materiálu

- Materiál pastorku 1 a spoluzabírajícího kola 2 – ocel 15 230, nitridováno
- Mez únavy v ohybu - $\sigma_{Flimb} = 705\ MPa$
- Mez únavy v dotyku - $\sigma_{Hlimb} = 1\,180\ MPa$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci dle ČSN 01 4610

- Úhel sklonu zubu prvního soukolí - $\beta_{12} = 12\,°$

3.4.1.1 Volba modulu

Vypočítám přibližnou hodnotu modulu a zvolím normalizovanou hodnotu dle ČSN 01 4608. Výpočet vychází z namáhání zubu v ohybu. [12]

$$m'_{n12} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kI}}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \tag{33}$$

$$m'_{n12} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}32 \cdot 39{,}379}{17{,}5 \cdot 21 \cdot 423}}$$

$$m'_{n12} = 1{,}249\ mm$$

Volím normálný modul $m_{n12} = 1{,}25\ mm$ [12]

Kde: $f_p = 18$ pro kalená ozubená kola

$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$

$K_A = 1{,}1$ - součinitel vnějších dynamických sil

$K_{H\beta} = 1{,}2$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

Ψ_m - součinitel poměrné šířky

$\sigma_{FP} = 0{,}6 \cdot \sigma_{Flimb}$

3.4.1.2 Průměry roztečných kružnic

Pastorek 1

$$d_1 = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos \beta_{12}} \tag{34}$$

$$d_1 = \frac{1{,}25 \cdot 21}{\cos 12°}$$

$$d_1 = 26{,}836\ mm$$

Kde: d_1 - průměr roztečné kružnice pastorku 1

Ozubené kolo 2

$$d_2 = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos \beta_{12}} \tag{35}$$

$$d_2 = \frac{1{,}25 \cdot 104}{\cos 12°}$$

$$d_2 = 132{,}904\ mm$$

Kde: d_2 - průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2

3.4.1.3 Šířka ozubených kol

Ozubené kolo 2

$$b_2{}' = \Psi_m \cdot m_{n12} \tag{36}$$

$$b_2{}' = 17{,}5 \cdot 1{,}25$$

$$b_2{}' = 21{,}875\ mm$$

Volím $b_2 = 22\ mm$

Kde: $b_2{}'$ - přibližná šířka ozubeného kola 2

Pastorek 1

$$b_1{}' = \Psi_m \cdot m_{n12} + m_{n12} \tag{37}$$

$$b_1{}' = 17{,}5 \cdot 1{,}25 + 1{,}25$$

$$b_1{}' = 23{,}125\ mm$$

Volím $b_1 = 23{,}5\ mm$

Kde: $b_1{}'$ - přibližná šířka pastorku 1

3.4.1.4 Osová vzdálenost

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos\beta_{12}} \tag{38}$$

$$a_{12} = \frac{1{,}25 \cdot (21 + 104)}{2 \cdot \cos 12°}$$

$$a_{12} = 79{,}87\ mm$$

Dle normy ČSN 03 1014 volím normalizovanou osovou vzdálenost

$a_{w12} = 80\ mm.$

Kde: a_{12} - teoretická osová vzdálenost mezi hřídeli I a II

Kontrola osové vzdálenosti

$$\Delta_{12} = |a_{12} - a_{w12}| \leq 0{,}3 \cdot m_{n12} \tag{39}$$

$$\Delta_{12} = |79{,}87 - 80| \leq 0{,}3 \cdot 1{,}25$$

$$\Delta_{12} = 0{,}13\ mm \leq 0{,}375\ mm$$

Kde: Δ_{12} – rozdíl mezi teoretickou a normalizovanou osovou vzdáleností

3.4.1.5 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_{t12}

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_{12}}\right) \tag{40}$$

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan 20°}{\cos 12°}\right)$$

$$\alpha_{t12} = 20{,}41°$$

Kde: $\alpha_n = 20\,°$ - úhel záběru nástroje

Involuta úhlu záběru v čelní rovině $inv\ \alpha_{t12}$

$$inv\ \alpha_{t12} = tg\ \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180°} \cdot \alpha_{t12} \tag{41}$$

$$inv\ \alpha_{t12} = tg\ 20{,}41° - \frac{\pi}{180°} \cdot 20{,}41°$$

$$inv\ \alpha_{t12} = 0{,}01587$$

Valivý úhel záběru v čelní rovině α_{tw12}

$$\alpha_{tw12} = \arccos\left(\frac{a_{12}}{a_{w12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right) \tag{42}$$

$$\alpha_{tw12} = \arccos\left(\frac{79{,}87}{80} \cdot \cos 20{,}41°\right)$$

$$\alpha_{tw12} = 20{,}66°$$

Involuta valivého úhlu záběru v čelní rovině $inv\ \alpha_{tw12}$

$$inv\ \alpha_{tw12} = tg\ \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180°} \cdot \alpha_{tw12} \tag{43}$$

$$inv\ \alpha_{tw12} = tg\ 20{,}66° - \frac{\pi}{180°} \cdot 20{,}66°$$

$$inv\ \alpha_{tw12} = 0{,}0165$$

Součinitelé posunutí profilu nástroje $x_1 + x_2$

$$x_1 + x_2 = \frac{inv\alpha_{tw12} - inv\alpha_{t12}}{2 \cdot tg\ \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) \tag{44}$$

$$x_1 + x_2 = \frac{0{,}0165 - 0{,}01587}{2 \cdot tg\ 20°} \cdot (21 + 104)$$

$$x_1 + x_2 = 0{,}108\ mm$$

Rozdělení $\sum x_1 + x_2$

$$x_1 + x_2 < 0{,}3$$

$$0{,}108\ mm < 0{,}3\ mm$$

Protože součet $x_1 + x_2$ vychází menší než 0,3 mm, provádím korekci jen pastorku 1 a ozubené kolo 2 nechávám nekorigované, tedy:

$$x_1 = 0{,}108\ mm$$

$$x_2 = 0\ mm$$

3.4.1.6 Průměry valivých kružnic

Pastorek 1

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{cos\ \alpha_{t12}}{cos\ \alpha_{tw12}} \tag{45}$$

$$d_{w1} = 26{,}836 \cdot \frac{cos\ 20{,}41°}{cos\ 20{,}66°}$$

$$d_{w1} = 26{,}88\ mm$$

Ozubené kolo 2

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{cos\ \alpha_{t12}}{cos\ \alpha_{tw12}} \tag{46}$$

$$d_{w2} = 132{,}904 \cdot \frac{cos\ 20{,}41°}{cos\ 20{,}66°}$$

$$d_{w2} = 133{,}12\ mm$$

3.4.2 Výpočet soukolí 34

Volba materiálu

- Materiál pastorku 3 a spoluzabírajícího kola 4 – 14 140, povrchově kaleno po boku zubu
- Mez únavy v ohybu - $\sigma_{Flimb} = 450\ MPa$
- Mez únavy v dotyku - $\sigma_{Hlimb} = 1\ 140\ MPa$

Volba úhlu sklonu zubu na roztečném válci dle ČSN 01 4610

- Úhel sklonu zubu druhého soukolí - $\beta_{34} = 10\,°$

3.4.2.1 Volba modulu

Vypočítám přibližnou hodnotu modulu a zvolím normalizovanou hodnotu dle ČSN 01 4608. Výpočet vychází z namáhání zubu v ohybu. [12]

$$m'_{n34} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kII}}{\Psi_m \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} \tag{47}$$

$$m'_{n34} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}287 \cdot 191{,}12}{15 \cdot 18 \cdot 270}}$$

$$m'_{n34} = 2{,}7\ mm$$

Volím normálný modul $m_{n34} = 2{,}75\ mm$ [12]

Kde: $f_p = 18$ pro kalená ozubená kola

$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$

$K_A = 1{,}1$ - součinitel vnějších dynamických sil

$K_{H\beta} = 1{,}17$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

Ψ_m - součinitel poměrné šířky

$\sigma_{FP} = 0{,}6 \cdot \sigma_{Flimb}$

3.4.2.2 Průměry roztečných kružnic

Pastorek 3

$$d_3 = \frac{m_{n34} \cdot z_3}{\cos \beta_{34}} \tag{48}$$

$$d_3 = \frac{2{,}75 \cdot 18}{\cos 10°}$$

$$d_3 = 50{,}264\ mm$$

Kde: d_3 - průměr roztečné kružnice pastorku 3

Ozubené kolo 4

$$d_4 = \frac{m_{n34} \cdot z_4}{\cos \beta_{34}} \tag{49}$$

$$d_4 = \frac{2{,}75 \cdot 71}{\cos 10°}$$

$d_4 = 198{,}262\ mm$

Kde: d_4 - průměr roztečné kružnice ozubeného kola 4

3.4.2.3 Šířka ozubených kol

Ozubené kolo 4

$$b_4' = \Psi_m \cdot m_{n34} \tag{50}$$

$b_4' = 15 \cdot 2{,}75$

$b_4' = 41{,}25\ mm$

Volím $b_4 = 41{,}5\ mm$

Kde: b_4' - přibližná šířka ozubeného kola 4

Pastorek 1

$$b_3' = \Psi_m \cdot m_{n34} + m_{n34} \tag{51}$$

$b_3' = 15 \cdot 2{,}75 + 2{,}75$

$b_3' = 44\ mm$

Volím $b_3 = 44{,}5\ mm$

Kde: b_3' - přibližná šířka pastorku 3

3.4.2.4 Osová vzdálenost

$$a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos\beta_{34}} \tag{52}$$

$a_{34} = \frac{2{,}75 \cdot (18 + 71)}{2 \cdot \cos 10°}$

$a_{34} = 124{,}263\ mm$

Dle normy ČSN 03 1014 volím normalizovanou osovou vzdálenost

$a_{w34} = 125\ mm.$

Kde: a_{34} - teoretická osová vzdálenost mezi hřídeli II a III

Kontrola osové vzdálenosti

$$\Delta_{34} = |a_{34} - a_{w34}| \leq 0{,}3 \cdot m_{n34} \tag{53}$$

$\Delta_{34} = |124{,}263 - 125| \leq 0{,}3 \cdot 2{,}75$

$\Delta_{34} = 0{,}737\ mm \leq 0{,}825\ mm$

Kde: Δ_{34} – rozdíl mezi teoretickou a normalizovanou osovou vzdáleností

3.4.2.5 Korekce ozubení

Úhel záběru v čelní rovině α_{t34}

$$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta_{34}}\right) \tag{54}$$

$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan 20°}{\cos 10°}\right)$

$\alpha_{t34} = 20{,}284°$

Kde: $\alpha_n = 20\,°$ - úhel záběru nástroje

Involuta úhlu záběru v čelní rovině $inv\ \alpha_{t34}$

$$inv\ \alpha_{t34} = tg\ \alpha_{t34} - \frac{\pi}{180°} \cdot \alpha_{t34} \tag{55}$$

$$inv\ \alpha_{t34} = tg20{,}284\,° - \frac{\pi}{180°} \cdot 20{,}284°$$

$$inv\ \alpha_{t34} = 0{,}01557$$

Valivý úhel záběru v čelní rovině α_{t34}

$$\alpha_{tw34} = \arccos\left(\frac{a_{34}}{a_{w34}} \cdot \cos\alpha_{t34}\right) \tag{56}$$

$$\alpha_{tw34} = \arccos\left(\frac{124{,}263}{125} \cdot \cos 20{,}284\,°\right)$$

$$\alpha_{tw34} = 21{,}18°$$

Involuta valivého úhlu záběru v čelní rovině $inv\ \alpha_{tw34}$

$$inv\ \alpha_{tw34} = tg\ \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180°} \cdot \alpha_{tw34} \tag{57}$$

$$inv\ \alpha_{tw34} = tg\ 21{,}18° - \frac{\pi}{180°} \cdot 21{,}18°$$

$$inv\ \alpha_{tw34} = 0{,}0178$$

Součinitelé posunutí profilu nástroje $x_3 + x_4$

$$x_3 + x_4 = \frac{inv\alpha_{tw34} - inv\alpha_{t34}}{2 \cdot tg\ \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) \tag{58}$$

$$x_3 + x_4 = \frac{0{,}0178 - 0{,}01557}{2 \cdot tg\ 20°} \cdot (18 + 71)$$

$$x_3 + x_4 = 0{,}273\ mm$$

Rozdělení $\sum x_3 + x_4$

$x_3 + x_4 < 0{,}3$

$0{,}273\ mm < 0{,}3\ mm$

Protože součet $x_3 + x_4$ vychází menší než 0,3 mm, provádím korekci jen pastorku 3 a ozubené kolo 4 nechávám nekorigované, tedy:

$x_1 = 0{,}273\ mm$

$x_2 = 0\ mm$

3.4.2.6 Průměry valivých kružnic

Pastorek 3

$$d_{w3} = d_3 \cdot \frac{cos\ \alpha_{t34}}{cos\ \alpha_{tw34}} \tag{59}$$

$$d_{w3} = 50{,}264 \cdot \frac{cos\ 20{,}284°}{cos\ 21{,}18°}$$

$$d_{w3} = 50{,}562\ mm$$

Ozubené kolo 4

$$d_{w4} = d_4 \cdot \frac{cos\ \alpha_{t34}}{cos\ \alpha_{tw34}} \tag{60}$$

$$d_{w4} = 198{,}262 \cdot \frac{\cos 20{,}284\,°}{cos\ 21{,}18°}$$

$$d_{w4} = 199{,}438\ mm$$

3.5 Kontrola ozubení

Ozubení budeme kontrolovat s ohledem na dva hlavní druhy poškození, a to:

- **Únosnost boků zubů v dotyku** - aktivní části boků zubů musí být schopny zaručit bezpečnost proti tvorbě pittingu a zamezit vzniku trvalé deformace nebo křehkého lomu. Ke kontrole této únosnosti se používá součinitel bezpečnosti S_H.
- **Únosnost zubů v ohybu** - zuby musí být schopné zaručit bezpečnost v patě zubu proti únavovému lomu a proti trvalé deformaci. Ke kontrole této únosnosti se používá součinitel bezpečnosti S_F. [15]

Stanovíme součinitele s optimálním intervalem:

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu

$$S_{Fopt} = 1{,}4 \div 2$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození

$$S_{Hopt} = 1{,}1 \div 1{,}2$$

Pevnostní výpočet provádím dle ČSN 01 4686 a za pomoci programu – Návrh čelního ozubení, který je umístěn na stránkách Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze [16]. Výstupní výpis z kontroly viz tab. 3 a tab. 4.

3.5.1 Soukolí 12

tab. 3 Kontrola ozubení prvního soukolí [16]

Kontrola ozubení dle ISO 6336					jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s^{-1}				
			Roz.	kolo 1	kolo 2			kolo 1	kolo 2
z_1	21		d	26,83644	132,9043		σ_{Flim}	705	705
z_2	104		d_a	29,59572	135,4372		σ_{Hlim}	1180	1180
m_n	1,25		d_f	23,93782	129,7793		Y_{Fa}	2,600993	2,199301
x_1	0,108		d_b	25,15163	124,5604		Ysa	1,612841	1,801851
x_2	0		d_W	26,88	133,12		Y_ε	0,690306	0,690306
α_n	20		h_a	1,379641	1,266449		Y_β	0,9	0,9
β	12		h_f	1,449308	1,5625		F_β	6	6
a_W	80		h	2,828949	2,828949		$Y_{N.X}$	1	1
b_1	23,5		s_n	2,045892	1,963495		Z_H	2,433634	2,433634
b_2	22		s_t	2,091599	2,007361		Z_E	189,8	189,8
P	4		v_n	1,881098	1,963495		Z_ε	0,781264	0,781264
n_1	970		v_t	1,923123	2,007361		Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	39378,54		α_W	20,65839			Z_B	1	1
v	1,362998						$Z_{R.T}$	1	1
u	4,952381						K_A	1,1	1,1
							K_V	1,027727	1,027727
Kontrolní rozměry							$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2					$K_{F\beta}$	1,233852	1,231874
h_k	1,050872	0,950921					$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	1,806569	1,806569		konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,2	1,2
z'	3	13							
M/z	9,694411	48,06627		přes zuby					
d	1,845082	1,845082					S_F	1,910153	1,915836
M/d	28,72664	134,63		přes kuličky			S_H	1,125679	1,125679

Součinitele bezpečnosti S_F a S_H pro pastorek 1 a ozubené kolo 2 jsou v daném intervalu a vyhovují tak podmínce únosnosti. Pokud by součinitele vycházely větší, bylo by soukolí zbytečně předimenzováno a tím by byly větší náklady spojené s kvalitnějším materiálem. Naopak kdyby součinitele vycházely menší, museli bychom volit únosnější materiál.

3.5.2 Soukolí 34

tab. 4 Kontrola ozubení druhého soukolí [16]

Kontrola ozubení dle ISO 6336					jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s^{-1}				
			Roz.	kolo 3	kolo 4			kolo 3	kolo 4
z_3	18		d	50,26362	198,262		σ_{Flim}	450	450
z_4	71		d_a	57,23795	203,7653		σ_{Hlim}	1140	1140
m_n	2,75		d_f	44,85972	191,387		Y_{Fa}	2,440119	2,243511
x_3	0,273		d_b	47,14669	185,9675		Ysa	1,674971	1,756939
x_4	0		d_W	50,5618	199,4382		Y_ε	0,722629	0,722629
α_n	20		h_a	3,487168	2,751615		Y_β	0,935074	0,935074
β	10		h_f	2,701947	3,4375		F_β	6	6
α_W	125		h	6,189115	6,189115		$Y_{N.X}$	1	1
b_3	44,5		s_n	4,855128	4,31969		Z_H	2,405907	2,405907
b_4	41,5		s_t	4,930027	4,386328		Z_E	189,8	189,8
P	4		v_n	3,784251	4,31969		Z_ε	0,827764	0,827764
n_3	195,8654		v_t	3,84263	4,386328		Z_β	0,992375	0,992375
M_{k3}	191120		α_W	21,17892			Z_B	1	1
v	0,515478						$Z_{R.T}$	1	1
u	3,944444						K_A	1,1	1,1
							K_V	1,006711	1,006711
Kontrolní rozměry							$K_{F\alpha}$	1	1
	3	4					$K_{F\beta}$	1,235986	1,233285
h_k	2,706964	2,057455					$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	4,287186	4,287186		konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,17	1,17
z'	3	9							
M/z	21,52329	71,86281		přes zuby					
d	4,059181	4,059181					S_F	1,903743	1,854654
M/d	55,33968	202,1132		přes kuličky			S_H	1,194081	1,194081

Součinitele bezpečnosti S_F a S_H pro pastorek 3 a ozubené kolo 4 jsou v daném intervalu a vyhovují tak podmínce únosnosti.

3.6 Silové poměry ozubení

3.6.1 Valivé úhly

Pro přesnější výpočty silových poměrů přepočítáme úhly na valivé.

3.6.1.1 Soukolí 12

$$\beta_{w12} = arctg\left(tg\beta_{12} \cdot \frac{d_{w1}}{d_1}\right) \tag{61}$$

$$\beta_{w12} = arctg\left(tg\ 12° \cdot \frac{26{,}88}{26{,}836}\right)$$

$$\beta_{w12} = 12{,}019°$$

Kde: β_{w12} - valivý úhel sklonu zubu prvního soukolí

$$\alpha_{nw12} = arctg(\cos\beta_{w12} \cdot tg\alpha_{tw12}) \quad (62)$$

$$\alpha_{nw12} = arctg(\cos 12{,}019° \cdot tg20{,}66°)$$

$$\alpha_{nw12} = 20{,}243°$$

Kde: α_{nw12} - valivý úhel záběru nástroje prvního soukolí

3.6.1.2 Soukolí 34

$$\beta_{w34} = arctg\left(tg\beta_{34} \cdot \frac{d_{w3}}{d_3}\right) \quad (63)$$

$$\beta_{w34} = arctg\left(tg\ 10° \cdot \frac{50{,}562}{50{,}264}\right)$$

$$\beta_{w34} = 10{,}06°$$

Kde: β_{w34} - valivý úhel sklonu zubu druhého soukolí

$$\alpha_{nw34} = arctg(\cos\beta_{w34} \cdot tg\alpha_{tw34}) \quad (64)$$

$$\alpha_{nw34} = arctg(\cos 10{,}06° \cdot tg21{,}18°)$$

$$\alpha_{nw34} = 20{,}882°$$

Kde: α_{nw34} - valivý úhel záběru nástroje druhého soukolí

3.6.2 Silové poměry soukolí 12

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} \quad (65)$$

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot 39{,}379 \cdot 1\,000}{26{,}88}$$

$$F_{T12} = 2\,929{,}95\ N$$

Kde: F_{T12} - tečná síla prvního soukolí

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{tg\ \alpha_{nw12}}{\cos\beta_{w12}} \quad (66)$$

$$F_{R12} = 2\,929{,}95 \cdot \frac{tg\ 20{,}243°}{\cos 12{,}019°}$$

$$F_{R12} = 1104{,}71\ N$$

Kde: F_{R12} - radiální síla prvního soukolí

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot tg\ \beta_{w12} \quad (67)$$

$$F_{A12} = 2\,929{,}95 \cdot tg\ 12{,}019°$$

$$F_{A12} = 623{,}79\ N$$

Kde: F_{A12} - axiální síla prvního soukolí

Neuvažujeme ztráty v ozubení a můžeme tedy předpokládat:

$$|F_{T12}| \approx |F_{T21}|$$

$$|F_{R12}| \approx |F_{R21}|$$

$$|F_{A12}| \approx |F_{A21}|$$

3.6.3 Silové poměry soukolí 34

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} \tag{68}$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot 191{,}12 \cdot 1\,000}{50{,}562}$$

$$F_{T34} = 7\,559{,}75\ N$$

Kde: F_{T34} - tečná síla druhého soukolí

$$F_{R34} = F_{T34} \cdot \frac{tg\ \alpha_{nw34}}{\cos \beta_{w34}} \tag{69}$$

$$F_{R34} = 7\,559{,}75 \cdot \frac{tg\ 20{,}882°}{\cos 10{,}06°}$$

$$F_{R34} = 2\,909{,}03\ N$$

Kde: F_{R34} - radiální síla druhého soukolí

$$F_{A34} = F_{T34} \cdot tg\ \beta_{w34} \tag{70}$$

$$F_{A34} = 7\,559{,}75 \cdot tg\ 10{,}06°$$

$$F_{A34} = 1\,340{,}9\ N$$

Kde: F_{A34} - axiální síla druhého soukolí

Neuvažujeme ztráty v ozubení a můžeme tedy předpokládat:

$$|F_{T34}| \approx |F_{T43}|$$

$$|F_{R34}| \approx |F_{R43}|$$

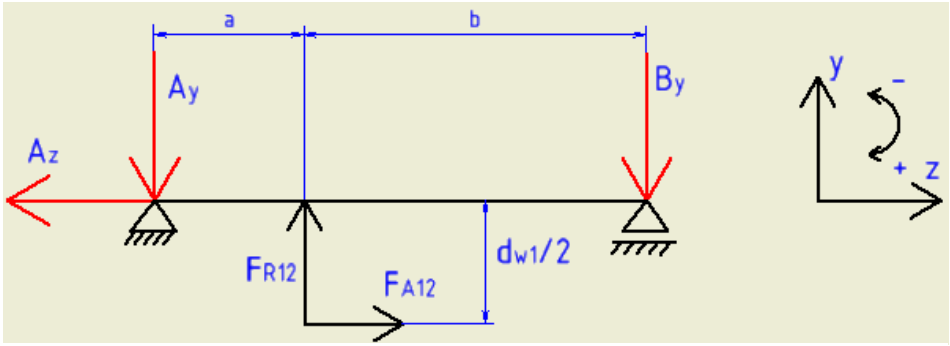
$$|F_{A34}| \approx |F_{A43}|$$

3.7 Reakce na hřídelích

3.7.1 Vstupní hřídel I

3.7.1.1 Rovina y - z

Na obr. 17 je schéma nosníku představující vstupní hřídel I, zatěžující síly od pastorku 1 a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině y-z.



obr. 17 Silové zatížení vstupního hřídele I v rovině y - z

Dle rovnic silové a momentové rovnováhy vypočítám velikosti reakcí:

$$y: -A_y + F_{R12} - B_y = 0 \quad (71)$$

$$z: A_z - F_{A12} = 0 \quad (72)$$

$$M_A: -F_{R12} \cdot a - F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + B_y \cdot (a+b) = 0 \quad (73)$$

$$B_y = \frac{F_{R12} \cdot a + F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2}}{(a+b)}$$

$$B_y = \frac{1104{,}71 \cdot 27 + 623{,}79 \cdot \frac{26{,}88}{2}}{27 + 79{,}5}$$

$$B_y = 358{,}79\ N$$

$$A_y = F_{R12} - B_y$$

$$A_y = 1104{,}71 - 358{,}79$$

$$A_y = 745{,}92\ N$$

$$A_Z = F_{A12}$$

$$A_Z = 623{,}79\ N$$

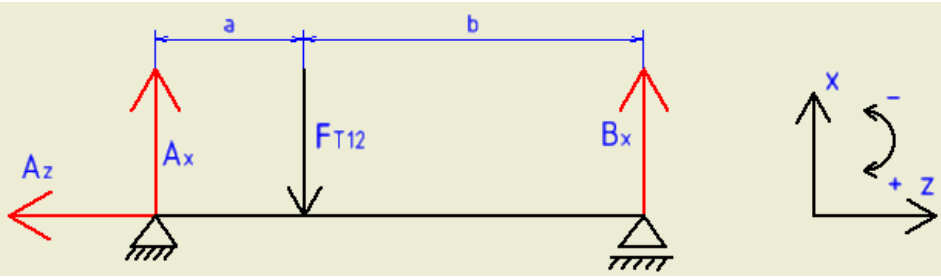
Kde: a - vzdálenost od ložiska A do středu pastorku 1

b - vzdálenost od středu pastorku 1 do ložiska B

$d_{w1}/2$ - poloměr valivé kružnice pastorku 1

3.7.1.2 Rovina x - z

Na obr. 18 je schéma nosníku představující vstupní hřídel I, zatěžující sílu od pastorku 1 a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině x-z.



obr. 18 Silové zatížení vstupního hřídele I v rovině x - z

$$x: A_x - F_{T12} + B_x = 0 \quad (74)$$

$$M_A: F_{T12} \cdot a - B_x \cdot (a+b) = 0 \quad (75)$$

$$B_x = \frac{F_{T12} \cdot a}{(a+b)}$$

$$B_x = \frac{2\,929{,}95 \cdot 27}{27 + 79{,}5}$$

$$B_x = 742{,}8\ N$$

$$A_x = F_{T12} - B_x$$

$$A_x = 2\,929{,}95 - 742{,}8$$

$$A_x = 2\,187{,}15\ N$$

3.7.1.3 Výsledné radiální reakce

$$A_R = \sqrt[2]{{A_x}^2 + {A_y}^2} \tag{76}$$

$$A_R = \sqrt[2]{2\,187{,}15^2 + 745{,}92^2}$$

$$A_R = 2\,310{,}85\ N$$

$$B_R = \sqrt[2]{{B_x}^2 + {B_y}^2} \tag{77}$$

$$B_R = \sqrt[2]{742{,}8^2 + 358{,}79^2}$$

$$B_R = 824{,}92\ N$$

3.7.1.4 Výsledná axiální reakce

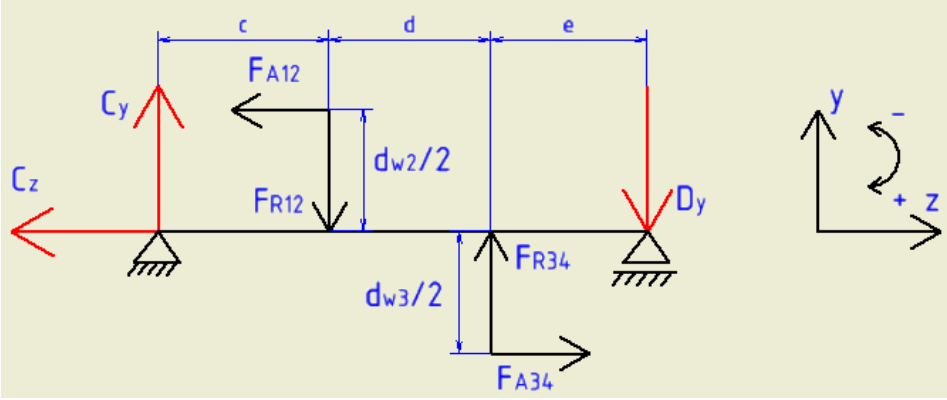
$$A_A = A_Z \tag{78}$$

$$A_A = 623{,}79\ N$$

3.7.2 Předlohový hřídel II

3.7.2.1 Rovina y – z

Na obr. 19 je schéma nosníku představující předlohový hřídel II, zatěžující síly od ozubeného kola 2 a pastorku 3 a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině y-z.



obr. 19 Silové zatížení předlohového hřídele II v rovině y - z

Dle silové a momentové rovnováhy vypočítám velikosti reakcí:

$$y\colon C_y - F_{R12} + F_{R43} - D_y = 0 \tag{79}$$

$$z\colon\ F_{A34} - F_{A12} - C_Z = 0 \tag{80}$$

$$M_C\colon -F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{R12} \cdot c - F_{R34} \cdot (c+d) - F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + D_y \cdot (c+d+e) = 0 \tag{81}$$

$$D_y = \frac{F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{R12} \cdot c + F_{R34} \cdot (c+d) + F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{c+d+e}$$

$$D_y = \frac{623{,}79 \cdot \frac{133{,}12}{2} - 1\,104{,}71 \cdot 39 + 2\,929{,}03 \cdot (39+43{,}25) + 1\,340{,}9 \cdot \frac{50{,}562}{2}}{39+43{,}25+48{,}25}$$

$D_y = 2\,093{,}85\ N$

$C_y = D_y - F_{R34} + F_{R12}$

$C_y = 2\,093{,}85 - 2\,929{,}03 + 1\,104{,}71$

$C_y = 269{,}53\ N$

$C_Z = F_{A34} - F_{A12}$

$C_Z = 1\,340{,}9 - 623{,}79$

$C_Z = 717{,}1\ N$

Kde: c - vzdálenost od ložiska C do středu ozubeného kola 2

d - vzdálenost mezi středy ozubeného kola 2 a pastorku 3

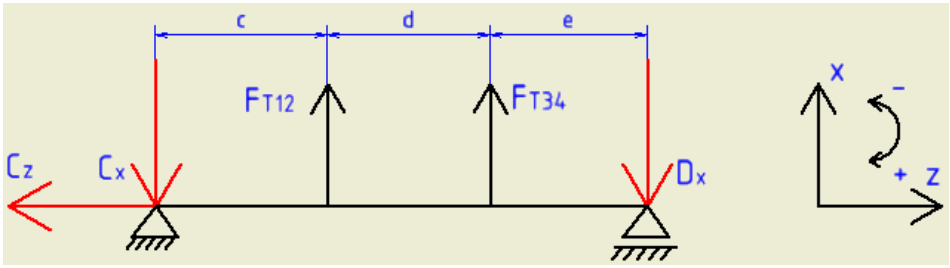
e - vzdálenost od středu pastorku 3 do ložiska D

$d_{w2}/2$ - poloměr valivé kružnice ozubeného kola 2

$d_{w3}/2$ - poloměr valivé kružnice pastorku 3

3.7.2.2 Rovina x – z

Na obr. 20 je schéma nosníku představující předlohový hřídel II, zatěžující síly od ozubeného kola 2 a pastorku 3 a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině x-z.



obr. 20 Silové zatížení předlohového hřídele II v rovině x - z

$$x: -C_x + F_{T12} + F_{T34} - D_x = 0 \tag{82}$$

$$M_C: -F_{T12} \cdot c - F_{T34} \cdot (c + d) + D_x \cdot (c + d + e) = 0 \tag{83}$$

$$D_x = \frac{F_{T12} \cdot c + F_{T34} \cdot (c + d)}{c + d + e}$$

$$D_x = \frac{2\,929{,}95 \cdot 39 + 7\,559{,}75 \cdot (39 + 43{,}25)}{39 + 43{,}25 + 48{,}25}$$

$D_x = 5\,640{,}29\ N$

$C_x = F_{T12} + F_{T34} - D_x$

$C_x = 2\,929{,}95 + 7\,559{,}75 - 5\,640{,}29$

$C_x = 4\,849{,}41\ N$

3.7.2.3 Výsledné radiální reakce

$$C_R = \sqrt[2]{{C_x}^2 + {C_y}^2} \tag{84}$$

$$C_R = \sqrt[2]{4\,849{,}41^2 + 269{,}53^2}$$

$$C_R = 4\,856{,}9\ N$$

$$D_R = \sqrt[2]{{D_x}^2 + {D_y}^2} \tag{85}$$

$$D_R = \sqrt[2]{5\,640{,}29^2 + 2\,093{,}85^2}$$

$$D_R = 6\,016{,}4\ N$$

3.7.2.4 Výsledná axiální reakce

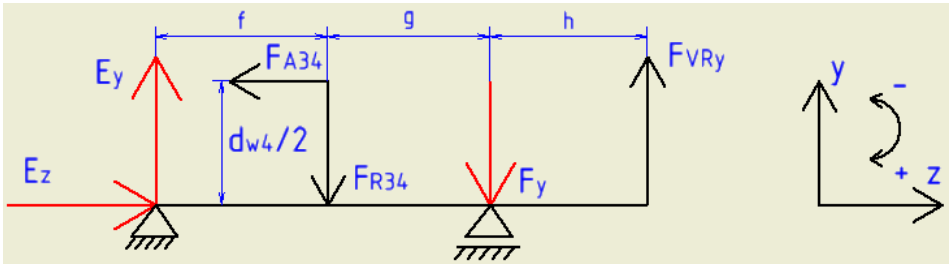
$$C_A = C_Z \tag{86}$$

$$C_A = 717{,}1\ N$$

3.7.3 Výstupní hřídel III

3.7.3.1 Rovina y – z

Na obr. 21 je schéma nosníku představující výstupní hřídel III, zatěžující síly od ozubeného kola 4, od řetězového kola a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině y-z.



obr. 21 Silové zatížení výstupního hřídele III v rovině y - z

Dle silové a momentové rovnováhy vypočítám velikosti reakcí:

$$y: E_y - F_{R34} - F_y + F_{VRy} = 0 \tag{87}$$

$$z: E_Z - F_{A34} = 0 \tag{88}$$

$$M_E: F_{R34} \cdot f - F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_y \cdot (f + g) - F_{VRy} \cdot (f + g + h) = 0 \tag{89}$$

$$F_y = \frac{F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - F_{R34} \cdot f + F_{VRy} \cdot (f + g + h)}{f + g}$$

$$F_y = \frac{1\,340{,}90 \cdot \frac{199{,}438}{2} - 2\,929{,}03 \cdot 88{,}25 + 615{,}29 \cdot (88{,}25 + 54{,}25 + 132{,}57)}{88{,}25 + 54{,}25}$$

$$F_y = 312{,}09\ N$$

$$E_y = F_{R34} + F_y - F_{VRy}$$

$$E_y = 2\,929{,}03 + 312{,}09 - 615{,}29$$

$$E_y = 2\,625{,}84\ N$$

$$E_z = F_{A34}$$

$$E_z = 1\,340{,}9$$

Kde: f - vzdálenost od ložiska E do středu ozubeného kola 4

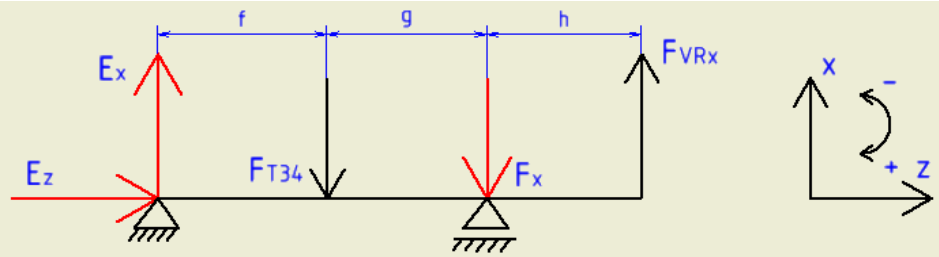
g - vzdálenost od středu ozubeného kola 4 do ložiska F

h - vzdálenost od ložiska F do středu řetězového kola

$d_{w4}/2$ - poloměr valivé kružnice ozubeného kola 4

3.7.3.2 Rovina x – z

Na obr. 22 je schéma nosníku představující výstupní hřídel III, zatěžující síly od ozubeného kola 4, od řetězového kola a reakce v místech uložení ložisek včetně rozměrů uložení v rovině x-z.



obr. 22 Silové zatížení výstupního hřídele III v rovině x - z

$$x: E_x - F_{T34} - F_x + F_{VRx} = 0 \tag{90}$$

$$M_E: F_{T34} \cdot f + F_x \cdot (f + g) - F_{VRx} \cdot (f + g + h) = 0 \tag{91}$$

$$F_x = \frac{-F_{T34} \cdot f + F_{VRx} \cdot (f + g + h)}{f + g}$$

$$F_x = \frac{-7\,559{,}75 \cdot 88{,}25 + 182 \cdot (88{,}25 + 54{,}25 + 132{,}57)}{88{,}25 + 54{,}25}$$

$$F_x = 8\,252{,}59\ N$$

$$E_x = F_{T34} + F_x - F_{VRx}$$

$$E_x = 7\,559{,}75 + 8\,252{,}59 - 6\,700{,}63$$

$$E_x = 9\,111{,}71\ N$$

3.7.3.3 Výsledné radiální reakce

$$E_R = \sqrt[2]{{E_x}^2 + {E_y}^2} \tag{92}$$

$$E_R = \sqrt[2]{9\,111{,}71^2 + 2\,625{,}84^2}$$

$$E_R = 9\,482{,}52\ N$$

$$F_R = \sqrt[2]{{F_x}^2 + {F_y}^2} \tag{93}$$

$$F_R = \sqrt[2]{8\,252{,}59^2 + 312{,}09^2}$$

$$F_R = 8\,258{,}49\ N$$

3.7.3.4 Výsledná axiální reakce

$$E_A = E_Z \tag{94}$$

$$E_A = 1\,340{,}9\ N$$

3.8 Návrh ložisek

Volím na všech hřídelích kuželíková ložiska z důvodu zachycení axiálních sil. Ložiska budou mít stejnou velikost na jednotlivých hřídelích z důvodu snížení výrobních nákladů převodové skříně. Výpočet provádím dle [13] a vybírám ložiska dle katalogu SKF [17].

3.8.1 Vstupní hřídel I

Volím kuželíkové ložisko SKF–320/22 X, které má tyto parametry dle [17]:

- $d = 22\ mm$ - vnitřní průměr ložiska
- $C = 25\ 100\ N$ - dynamická únosnost ložiska
- $C_0 = 29\ 000\ N$ - statická únosnost ložiska
- $e = 0{,}4$ - součinitel
- $Y = 1{,}5$ - součinitel

Uložení ložiska podle silových poměrů na vstupním hřídeli vychází čely k sobě (do„X“) a zatěžovací případ 2c). [13]

Axiální síly

$$F_{aA} = 0{,}5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y} \tag{95}$$

$$F_{aA} = 0{,}5 \cdot \frac{2\ 310{,}85}{1{,}5}$$

$$F_{aA} = 770{,}28\ N$$

$$F_{aB} = F_{aA} - K_A \tag{96}$$

$$F_{aB} = 770{,}28 - 623{,}79$$

$$F_{aB} = 146{,}49\ N$$

Kde: $F_{rA} = A_R$

$K_A = A_A$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{770{,}28}{2\ 310{,}85} = 0{,}3333 \leq e \tag{97}$$

$$F_{ekv}(A) = A_R = 2\ 310{,}85\ N \tag{98}$$

Trvanlivost ložiska

$$L_h(A) = \left(\frac{C}{F_{ekv}(A)}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} \tag{99}$$

$$L_h(A) = \left(\frac{25\ 100}{2\ 310{,}85}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 970}$$

$L_h(A) = 48\,763\ h$

Kde: $p = \frac{10}{3}$ - součinitel trvanlivosti pro čárový styk

$$L_h(A) > L_h \tag{100}$$

$48\,763\ h > 20\,000\ h$

Obě ložiska vstupního hřídele I vyhovují podmínce životnosti.

3.8.2 Předlohový hřídel II

Volím kuželíkové ložisko SKF–32007 J2/Q, které má tyto parametry dle [17]:

- $d = 35\ mm$ - vnitřní průměr ložiska
- $C = 37\,400\ N$ - dynamická únosnost ložiska
- $C_0 = 49\,000\ N$ - statická únosnost ložiska
- $e = 0{,}44$ - součinitel
- $Y = 1{,}35$ - součinitel

Uložení ložiska podle silových poměrů na vstupním hřídeli vychází zády k sobě (do„O“) a zatěžovací případ 1b). [13]

Axiální síly

$$F_{aC} = 0{,}5 \cdot \frac{F_{rC}}{Y} \tag{101}$$

$$F_{aC} = 0{,}5 \cdot \frac{4\,856{,}9}{1{,}35}$$

$$F_{aC} = 1\,798{,}85\ N$$

$$F_{aD} = F_{aC} + K_C \tag{102}$$

$$F_{aD} = 1\,798{,}85 + 717{,}1$$

$$F_{aD} = 2\,515{,}95\ N$$

Kde: $F_{rC} = C_R$

$K_C = C_A$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{2515{,}95}{6016{,}4} = 0{,}4182 \leq e \tag{103}$$

$$F_{ekv}(D) = D_R = 6\,016{,}4\ N \tag{104}$$

Trvanlivost ložiska

$$L_h(D) = \left(\frac{C}{F_{ekv}(D)}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} \tag{105}$$

$$L_h(D) = \left(\frac{37\,400}{6\,016{,}4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 195{,}88}$$

$$L_h(D) = 37\,581\ h$$

$$L_h(D) > L_h \tag{106}$$

$$37\,581\ h > 20\,000\ h$$

Obě ložiska předlohového hřídele II vyhovují podmínce životnosti.

3.8.3 Výstupní hřídel III

Volím kuželíkové ložisko SKF–32013 X/Q, které má tyto parametry dle [17]:

- $d = 65\ mm$ - vnitřní průměr ložiska
- $C = 96\,500\ N$ - dynamická únosnost ložiska
- $C_0 = 127\,000\ N$ - statická únosnost ložiska
- $e = 0{,}46$ - součinitel
- $Y = 1{,}3$ - součinitel

Uložení ložiska podle silových poměrů na vstupním hřídeli vychází zády k sobě (do„O“) a zatěžovací případ 2b). [13]

Axiální síly

$$F_{aF} = 0{,}5 \cdot \frac{F_{rF}}{Y} \tag{107}$$

$$F_{aF} = 0{,}5 \cdot \frac{8\,258{,}49}{1{,}3}$$

$$F_{aF} = 3\,176{,}34N$$

$$F_{aE} = F_{aF} + K_E \tag{108}$$

$$F_{aE} = 3\,176{,}34 + 1\,340{,}9$$

$$F_{aE} = 4\,517{,}24\ N$$

Kde: $F_{rF} = F_R$

$K_E = E_A$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{4517{,}24}{9482{,}52} = 0{,}4764 > e \tag{109}$$

$$F_{ekv}(E) = 0{,}4 \cdot F_{rE} + Y \cdot F_{aE} = 9\,665{,}42\ N \tag{110}$$

Trvanlivost ložiska

$$L_h(E) = \left(\frac{C}{F_{ekv}(E)}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} \tag{111}$$

$$L_h(E) = \left(\frac{96\,500}{9\,665{,}42}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 49{,}665}$$

$$L_h(E) = 719\,151\ h$$

$$L_h(E) > L_h \tag{112}$$

$$719\,151\ h > 20\,000\ h$$

Obě ložiska výstupního hřídele III vyhovují podmínce životnosti.

4 Pevnostní kontrola hřídelů

Podle empirických vztahů dle pevnosti v tahu R_m pomocí programu MITCalc [18] si určím vlastnosti oceli materiálu, který odpovídá jednotlivým hřídelům. Výpočet provádím dle [12].

Vlastnosti oceli 15 230 - materiál vstupního hřídele:

- $E = 210\,000\ MPa$ - modul pružnosti v tahu
- $G = 81\,000\ MPa$ - modul pružnosti ve smyku
- $R_m = 800\ MPa$ - pevnost v tahu
- $R_e = 600\ MPa$ - mez kluzu v tahu
- $R_{ek} = 200\ MPa$ - mez kluzu ve smyku
- $\sigma_{Co(-1)} = 344\ MPa$ - mez únavy pro střídavé zatěžování v ohybu

Vlastnosti oceli 14 140 - materiál předlohového a výstupního hřídele:

- $E = 210\,000\ MPa$
- $G = 81\,000\ MPa$
- $R_m = 785\ MPa$
- $R_e = 539\ MPa$
- $R_{ek} = 196\ MPa$
- $\sigma_{Co(-1)} = 337\ MPa$

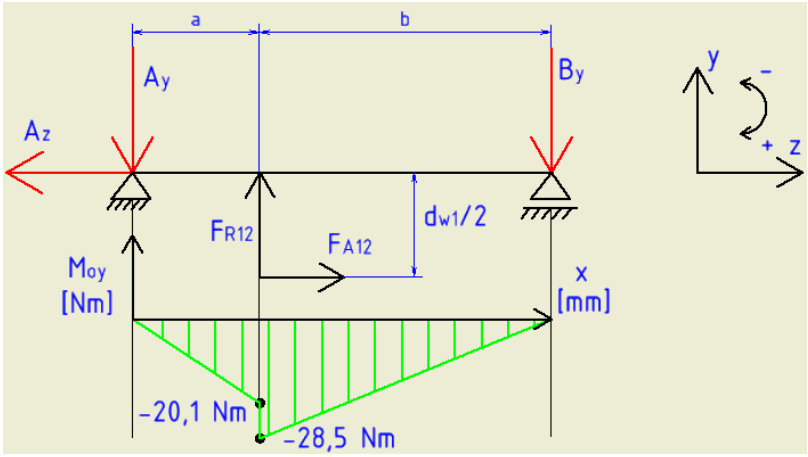
4.1 Statická bezpečnost

Hřídele budu kontrolovat na statickou bezpečnost v kritických místech, kde vzniká maximální ohybový moment.

4.1.1 Vstupní hřídel I

Rovina y – z

Na obr. 23 je zobrazen nosník představující vstupní hřídel I, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh ohybového momentu v rovině y-z.



obr. 23 Průběh momentu na hřídeli I v rovině y - z

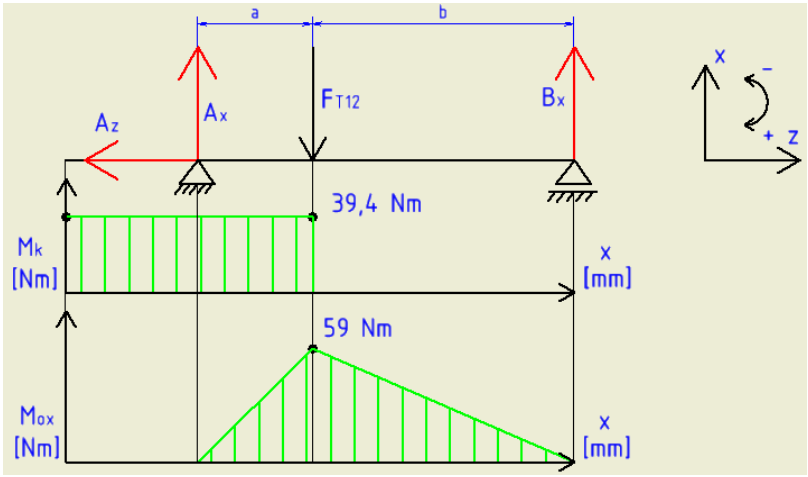
$$M_{oy\,max} = -B_y \cdot b \tag{113}$$

$$M_{oy\,max} = -358{,}79 \cdot 79{,}5$$

$$M_{oy\,max} = -28\,523{,}56\ N.mm$$

Rovina x – z

Na obr. 24 je zobrazen nosník představující vstupní hřídel I, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh krouticího a ohybového momentu v rovině x-z.



obr. 24 Průběhy momentů na hřídeli I v rovině x - z

$$M_{ox\,max} = A_x \cdot a \tag{114}$$

$$M_{ox\,max} = 2\,187{,}15 \cdot 27$$

$$M_{ox\,max} = 59\,052{,}96\ N.mm$$

$$M_{kI} = 39\,378{,}54\ N.mm$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o\,max} = \sqrt{{M_{oy\,max}}^2 + {M_{ox\,max}}^2} \tag{115}$$

$$M_{o\,max} = \sqrt{(-28\,523{,}56)^2 + 59\,052{,}96^2}$$

$$M_{o\,max} = 65\,580{,}83\ N.mm$$

Modul průřezu v ohybu W_o a v krutu W_k pro kruhový průřez

Výpočet provádím pro nejmenší průměr d vstupního hřídele I.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \tag{116}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 22^3}{32}$$

$$W_o = 1\,045{,}36\ mm^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \tag{117}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 22^3}{16}$$

$$W_k = 2\,090{,}73\ mm^3$$

Napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,max}}{W_o} \tag{118}$$

$$\sigma_o = \frac{65\,580{,}83}{1045{,}36}$$

$$\sigma_o = 62{,}73\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{M_{kI}}{W_k} \tag{119}$$

$$\tau_k = \frac{39\,378{,}54}{2\,090{,}73}$$

$$\tau_k = 18{,}83\ MPa$$

Dovolené napětí v krutu pro vstupní hřídel $\tau_{Dk} = (20 \div 25)\ MPa$.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \tag{120}$$

$$18{,}83\ MPa \leq 20\ MPa$$

Napětí v krutu vyhovuje podmínce.

$$\sigma_{ored} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + (a \cdot \tau_k)^2} \tag{121}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{62{,}73^2 + (2 \cdot 18{,}83)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 73{,}2\ MPa$$

Kde: σ_o - napětí v ohybu

τ_k - napětí v krutu

σ_{ored} - redukované napětí v ohybu

$a = 2$ - součinitel podle hypotézy τ_{max}

Statická bezpečnost k_s vzhledem k mezi kluzu R_e:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} \tag{122}$$

$$k_s = \frac{600}{73{,}2}$$

$$k_s = 8{,}2$$

Minimální statická bezpečnost $k_{s\,min} = (1{,}2 \div 1{,}3)$.

$$k_s > k_{s\,min} \tag{123}$$

$$8{,}2 > 1{,}3$$

Statická bezpečnost k_τ vzhledem k mezi kluzu ve smyku R_{ek}:

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} \tag{124}$$

$$k_\tau = \frac{200}{18{,}83}$$

$$k_\tau = 10{,}6$$

$$k_\tau > k_{s\,min} \tag{125}$$

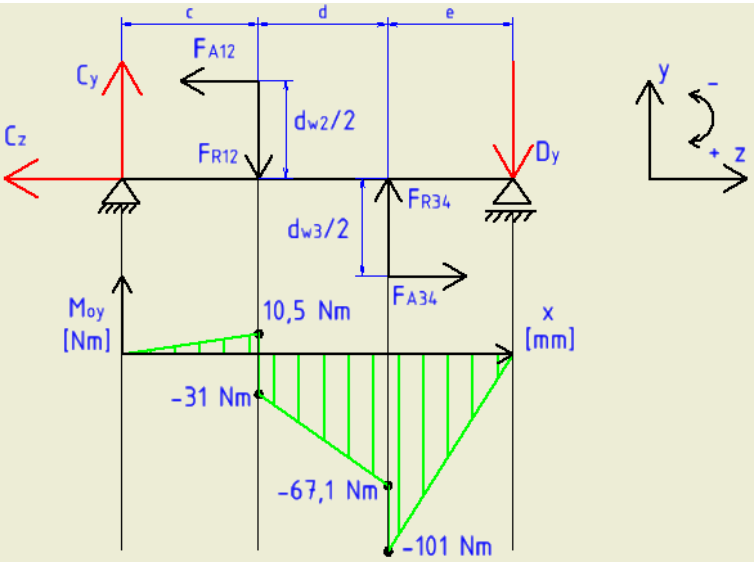
$$10{,}6 > 1{,}3$$

Obě statické bezpečnosti jsou vyšší než minimální statická bezpečnost a vyhovují tedy dané podmínce.

4.1.2 Předlohový hřídel II

Rovina y – z

Na obr. 25 je zobrazen nosník představující předlohový hřídel II, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh ohybového momentu v rovině y-z.



obr. 25 Průběh momentu na hřídeli II v rovině y - z

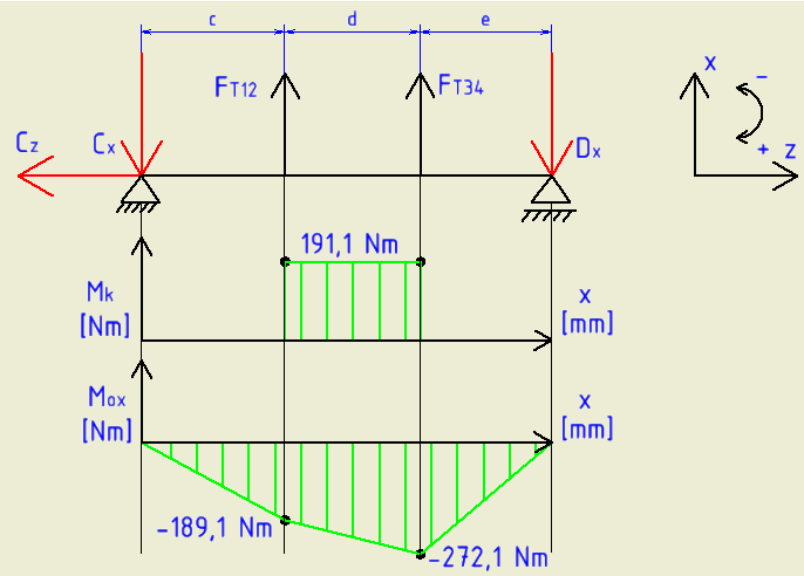
$$M_{oy\,max} = -D_y \cdot e \tag{126}$$

$$M_{oy\,max} = -2\,093{,}85 \cdot 48{,}25$$

$$M_{oy\,max} = -101\,028{,}48\ N.mm$$

Rovina x – z

Na obr. 26 je zobrazen nosník představující předlohový hřídel II, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh krouticího a ohybového momentu v rovině x-z.



obr. 26 Průběhy momentů na hřídeli II v rovině x - z

$$M_{ox\,max} = -D_x \cdot e \tag{127}$$

$$M_{ox\,max} = -5\,640{,}29 \cdot 48{,}25$$

$$M_{ox\,max} = -272\,143{,}78\ N.mm$$

$$M_{kII} = 191\,117{,}19\ N.mm$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o\,max} = \sqrt{{M_{oy\,max}}^2 + {M_{ox\,max}}^2} \tag{128}$$

$$M_{o\,max} = \sqrt{(-101\,028{,}48)^2 + (-272\,143{,}78)^2}$$

$$M_{o\,max} = 290\,291{,}21\ N.mm$$

Modul průřezu v ohybu W_o a krutu W_k pro kruhový průřez s drážkou pro pero

Výpočet provádím pro nejmenší průměr d předlohového hřídele II s drážkou pro pero.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2d} \tag{129}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} - \frac{10 \cdot 4{,}7 \cdot (10-4{,}7)^2}{2 \cdot 35}$$

$$W_o = 3\,592{,}81\ mm^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2d} \tag{130}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 35^3}{16} - \frac{10 \cdot 4{,}7 \cdot (10-4{,}7)^2}{2 \cdot 35}$$

$$W_k = 7\,802{,}05\ mm^3$$

Napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,max}}{W_o} \tag{131}$$

$$\sigma_o = \frac{290\,291{,}21}{3\,592{,}81}$$

$$\sigma_o = 80{,}8\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{M_{kII}}{W_k} \tag{132}$$

$$\tau_k = \frac{191\,117{,}19}{7\,802{,}05}$$

$$\tau_k = 24{,}5\ MPa$$

Dovolené napětí v krutu pro předlohový hřídel $\tau_{Dk} = (30 \div 35)\ MPa$.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \tag{133}$$

$$24{,}5\ MPa \leq 30\ MPa$$

Napětí v krutu vyhovuje podmínce.

$$\sigma_{ored} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + (a \cdot \tau_k)^2} \tag{134}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{80{,}8^2 + (2 \cdot 24{,}5)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 94{,}5\ MPa$$

Statická bezpečnost k_s vzhledem k mezi kluzu R_e:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} \tag{135}$$

$$k_s = \frac{539}{80{,}8}$$

$$k_s = 5{,}7$$

Minimální statická bezpečnost $k_{s\,min} = (1{,}2 \div 1{,}3)$.

$$k_s > k_{s\,min} \tag{136}$$

$$5{,}7 > 1{,}3$$

Statická bezpečnost k_τ vzhledem k mezi kluzu ve smyku R_{ek}:

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} \tag{137}$$

$$k_\tau = \frac{196}{24{,}5}$$

$$k_\tau = 8$$

$$k_\tau > k_{s\,min} \tag{138}$$

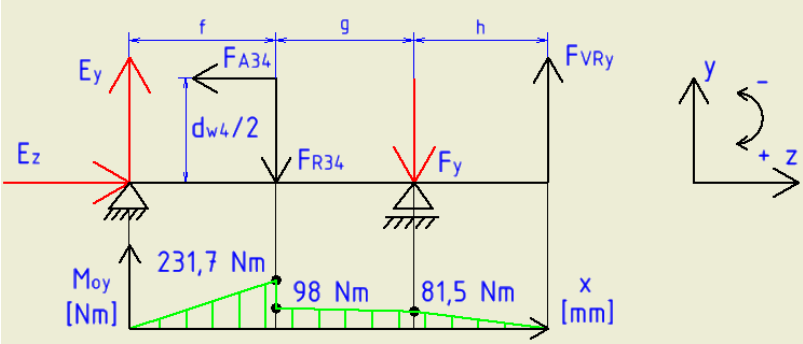
$$8 > 1{,}3$$

Obě statické bezpečnosti jsou vyšší než minimální statická bezpečnost a vyhovují tedy dané podmínce.

4.1.3 Výstupní hřídel III

Rovina y – z

Na obr. 27 je zobrazen nosník představující výstupní hřídel III, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh ohybového momentu v rovině y-z.



obr. 27 Průběh momentu na hřídeli III v rovině y - z

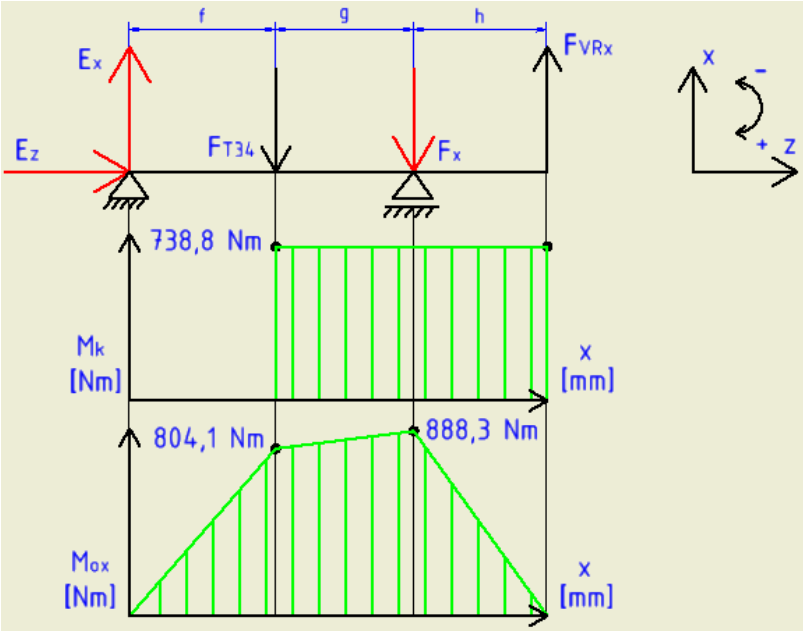
$$M_{oy\,max} = E_y \cdot f \tag{139}$$

$$M_{oy\,max} = 2\,625{,}84 \cdot 88{,}25$$

$$M_{oy\,max} = 231\,730{,}09\ N.mm$$

Rovina x – z

Na obr. 28 je zobrazen nosník představující výstupní hřídel III, zatěžující síly, reakce, rozměry a průběh krouticího a ohybového momentu v rovině x-z.



obr. 28 Průběhy momentů na hřídeli III v rovině x - z

$$M_{ox\,max} = F_{VRx} \cdot h \tag{140}$$

$$M_{ox\,max} = 6\,700{,}63 \cdot 132{,}57$$

$$M_{ox\,max} = 888\,302{,}43\ N.mm$$

$$M_{kIII} = 738\,774{,}13\ N.mm$$

Kde: F_{VRx} - výsledná tečná síla řetězového kola

Maximální ohybový moment

$$M_{o\,max} = \sqrt{M_{oy\,max}{}^2 + M_{ox\,max}{}^2} \tag{141}$$

$$M_{o\,max} = \sqrt{231\,730{,}09^2 + 888\,302{,}43^2}$$

$$M_{o\,max} = 918\,030{,}52\ N.mm$$

Modul průřezu v ohybu W_o a krutu W_k pro kruhový průřez s drážkou pro pero

Výpočet provádím pro nejmenší průměr d výstupního hřídele III s drážkou pro pero.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2d} \tag{142}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} - \frac{18 \cdot 6{,}8 \cdot (18-6{,}8)^2}{2 \cdot 65}$$

$$W_o = 23\,772{,}03\ mm^3$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (b-t)^2}{2d} \tag{143}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 6{,}8 \cdot (18-6{,}8)^2}{2 \cdot 65}$$

$$W_k = 50\,733{,}28\ mm^3$$

Napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,max}}{W_o} \tag{144}$$

$$\sigma_o = \frac{918\,030{,}52}{23\,772{,}03}$$

$$\sigma_o = 38{,}62\ MPa$$

$$\tau_k = \frac{M_{kIII}}{W_k} \tag{145}$$

$$\tau_k = \frac{738\,774{,}13}{50\,733{,}28}$$

$$\tau_k = 14{,}56\ MPa$$

Dovolené napětí v krutu pro výstupní hřídel $\tau_{Dk} = (45 \div 50)\ MPa$.

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \tag{146}$$

$$14{,}56\ MPa \leq 45\ MPa$$

Napětí v krutu vyhovuje podmínce.

$$\sigma_{ored} = \sqrt{{\sigma_o}^2 + (a \cdot \tau_k)^2} \tag{147}$$

$$\sigma_{ored} = \sqrt{38{,}62^2 + (2 \cdot 14{,}56)^2}$$

$$\sigma_{ored} = 48{,}4\ MPa$$

Statická bezpečnost k_s vzhledem k mezi kluzu R_e:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{ored}} \tag{148}$$

$$k_s = \frac{539}{48{,}4}$$

$$k_s = 11{,}14$$

Minimální statická bezpečnost $k_{s\,min} = (1{,}2 \div 1{,}3)$.

$$k_s > k_{s\,min} \tag{149}$$

$$11{,}14 > 1{,}3$$

Statická bezpečnost k_τ vzhledem k mezi kluzu ve smyku R_{ek}:

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} \tag{150}$$

$$k_\tau = \frac{196}{14{,}56}$$

$$k_\tau = 13{,}46$$

$$k_\tau > k_{s\,min} \tag{151}$$

$$13{,}46 > 1{,}3$$

Obě statické bezpečnosti jsou vyšší než minimální statická bezpečnost a vyhovují tedy dané podmínce.

4.2 Dynamická bezpečnost

Při výpočtu budu uvažovat střídavý ohyb a stálý krut za ustáleného provozního režimu. Metodiku výpočtu ukazuji na výstupním hřídeli III ve dvou průřezech s vruby. Tento hřídel kontroluji z důvodu jeho velkého silového zatížení. Určení jednotlivých součinitelů provádím pomocí programu – Dynamická analýza bez VBA, který je umístěn na stránkách Ústavu konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze. [16]

Mez únavy $\sigma^*_{Co(-1)}$ v místě zápichu

$$\beta_o = 1 + q_o \cdot (\alpha_o - 1) \tag{152}$$

$$\beta_o = 1 + 0{,}7 \cdot (1{,}7 - 1)$$

$$\beta_o = 1{,}49$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} \tag{153}$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = 337 \cdot \frac{1 \cdot 0{,}9}{1{,}49}$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = 203{,}56\ MPa$$

Kde: β_o - součinitel vrubu

q_o - součinitel vrubové citlivosti

α_o - součinitel tvaru

ε_{Vo} - součinitel velikosti

η_{po} - součinitel jakosti povrchu

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma^*_{Co(-1)}}{\sigma_o} \tag{154}$$

$$k_\sigma = \frac{203{,}56}{38{,}62}$$

$$k_\sigma = 5{,}27$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{{k_\sigma}^2 + {k_\tau}^2}} \tag{155}$$

$$k_d = \frac{5{,}27 \cdot 13{,}46}{\sqrt{5{,}27^2 + 13{,}46^2}}$$

$$k_d = 4{,}9$$

Minimální dynamická bezpečnost $k_{d\,min} = (1{,}3 \div 1{,}5)$.

$$k_d > k_{d\,min} \tag{156}$$

$$4{,}9 > 1{,}5$$

Dynamická bezpečnost je vyšší než minimální dynamická bezpečnost a vyhovuje tedy dané podmínce.

Mez únavy $\sigma^*_{Co(-1)}$ v místě drážky pro pero

$$\beta_o = 2$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = \sigma_{Co(-1)} \cdot \frac{\varepsilon_{Vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} \tag{157}$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = 337 \cdot \frac{1 \cdot 0{,}9}{2}$$

$$\sigma^*_{Co(-1)} = 151{,}65\ MPa$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma^*_{Co(-1)}}{\sigma_o} \tag{158}$$

$$k_\sigma = \frac{151{,}56}{38{,}62}$$

$$k_\sigma = 3{,}93$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{{k_\sigma}^2 + {k_\tau}^2}} \tag{159}$$

$$k_d = \frac{3{,}93 \cdot 13{,}46}{\sqrt{3{,}93^2 + 13{,}46^2}}$$

$$k_d = 3{,}8$$

Minimální dynamická bezpečnost $k_{d\,min} = (1{,}3 \div 1{,}5)$.

$$k_d > k_{d\,min} \tag{160}$$

$$3{,}8 > 1{,}5$$

Dynamická bezpečnost je vyšší než minimální dynamická bezpečnost a vyhovuje tedy dané podmínce.

4.3 Deformační kontroly hřídelů

Metodiku výpočtu znázorňuji na výstupním hřídeli III. Tento hřídel jsem vybral kvůli jeho velkému silovému zatížení. Zaměřím se především na kontrolu torzní tuhosti a ohybové tuhosti, jelikož mají velký vliv na provozní poměry převodovky. Výpočty provádím dle [12].

4.3.1 Kontrola torzní tuhosti

Hřídel se kontroluje v části, na které působí krouticí moment.

Kvadratický moment průřezu

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \tag{161}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot 65^4}{32}$$

$$I_p = 1\,752\,481\ mm^4$$

Celkový úhel nakroucení

$$\varphi = \frac{M_k}{G} \cdot \frac{180°}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{I_{pi}} \tag{162}$$

$$\varphi = \frac{M_{kIII}}{G} \cdot \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{h}{I_p}$$

$$\varphi = \frac{738\,774{,}13}{81\,000} \cdot \frac{180°}{\pi} \cdot \left(\frac{132{,}57}{1\,752\,481}\right)$$

$$\varphi = 0{,}04°$$

Kde: l_i - délky dílčích úseků v místě působení krouticího momentu

I_{pi} - dílčí kvadratický moment průřezu

Celkový úhel nakroucení na jednotku délky

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} \tag{163}$$

$$\vartheta = \frac{0{,}04}{0{,}132\ 57}$$

$$\vartheta = 0{,}3°/m$$

Kde: $l = h$ - celková délka úseku působení krouticího momentu

Dovolená velikost úhlu nakroucení na jednotku délky $\vartheta_D = (0{,}25 \div 0{,}35)°$.

$$\vartheta \leq \vartheta_D \tag{164}$$

$$0{,}3°/m \leq 0{,}35°/m$$

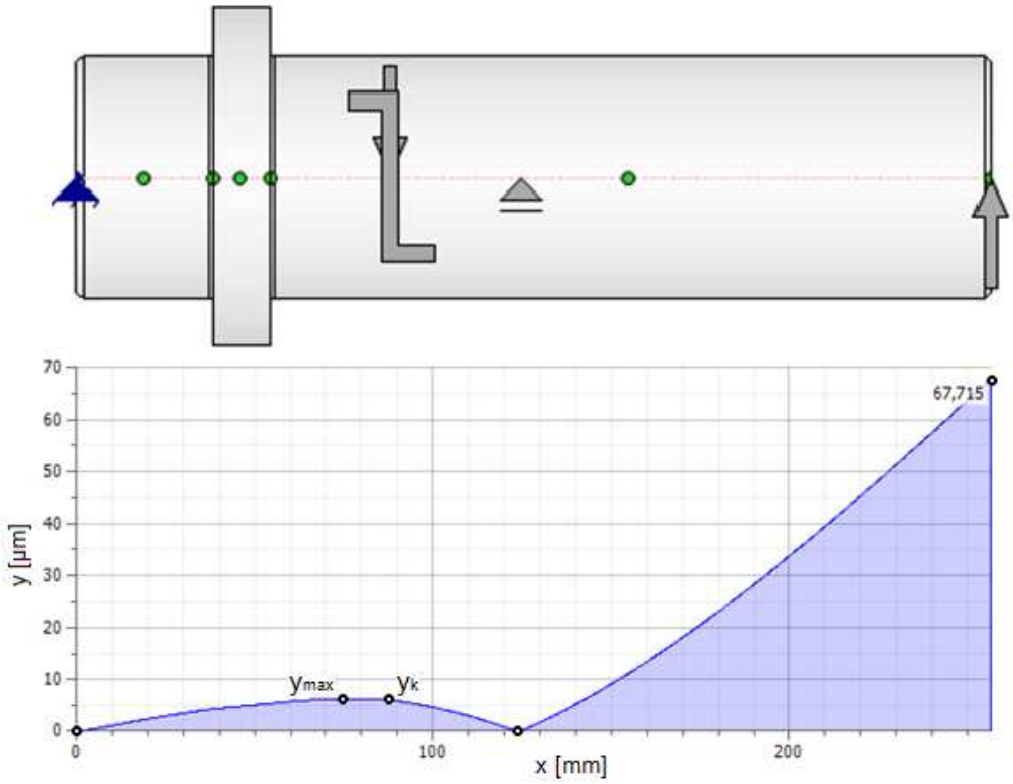
Celkový úhel nakroucení je menší než dovolený úhel nakroucení a splňuje tak danou podmínku.

4.3.2 Kontrola ohybové tuhosti

K vykreslení grafů průběhu průhybu a naklopení jsem použil program Autodesk Inventor [19] a výpočty provádím dle [12].

4.3.2.1 Průhyb

Na obr. 29 je kontrolovaný výstupní hřídel III, na něj působící síly a průběh průhybu. Program vykresluje průběh v absolutní hodnotě. Správně má být část mezi podporami v záporných hodnotách.



obr. 29 Výstupní hřídel III a příslušný průběh průhybu

Maximální průhyb mezi ložisky

$y_{max} = 0{,}006\,4\ mm$

Maximální dovolený průhyb mezi kuželíkovými ložisky

$$y_{Dmax} = \frac{l}{5\,000} \tag{165}$$

$$y_{Dmax} = \frac{124}{5\,000}$$

$$y_{Dmax} = 0{,}024\,8\ mm$$

Kde: l - vzdálenost mezi ložisky

$$y_{max} \leq y_{Dmax} \tag{166}$$

$$0{,}006\,4\ mm \leq 0{,}0248\ mm$$

Maximální průhyb mezi ložisky je menší než maximální dovolený průhyb mezi ložisky a tím vyhovuje dané podmínce.

Průhyb pod ozubeným kolem 4

$y_{k4} = 0{,}006\,1\ mm$

Dovolený průhyb pod ozubenými koly pro čelní ozubená kola

$$y_{Dk} = \frac{m_{n34}}{100} \tag{167}$$

$$y_{Dk} = \frac{2{,}75}{100}$$

$$y_{Dk} = 0{,}027\,5\ mm$$

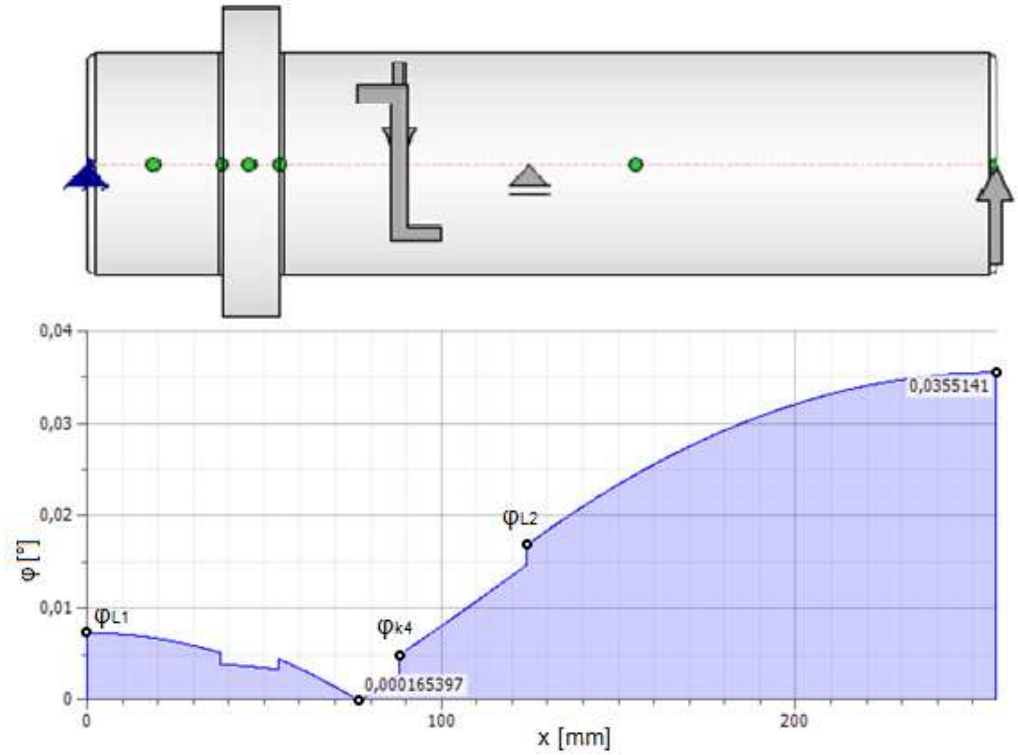
$$y_{k4} \leq y_{Dk} \tag{168}$$

$$0{,}006\,1mm \leq 0{,}027\,5\ mm$$

Průhyb pod ozubeným kolem 4 je menší než dovolený průhyb pod ozubenými koly a tím vyhovuje dané podmínce.

4.3.2.2 Naklopení

Na obr. 30 je kontrolovaný výstupní hřídel III, na něj působící síly a průběh úhlu sklonu.



obr. 30 Výstupní hřídel III a příslušný průběh úhlu sklonu

Úhel naklopení pod ozubeným kolem 4

$\varphi_{k4} = 0{,}005° = 0'18''$

Dovolený úhel naklopení v místě uložení ozubených kol

$$\varphi_{Dk} = (3 \div 7)' \quad (169)$$

$$\varphi_{k4} \leq \varphi_{Dk} \quad (170)$$

$0'18'' \leq 3'$

Úhel naklopení pod ozubeným kolem 4 je menší než dovolený úhel naklopení a vyhovuje této podmínce s dostatečnou rezervou.

Úhel naklopení v ložiskách φ_{LE} a φ_{LF}

$\varphi_{LE} = 0{,}00736° = 0'27''$

$\varphi_{LF} = 0{,}0168° = 1'1''$

Dovolený úhel naklopení v kuželíkových ložiskách

$$\varphi_{DL} = (1 \div 2)' \quad (171)$$

$$\varphi_{LE} \leq \varphi_{DL} \quad (172)$$

$0'27'' \leq 2'$

$$\varphi_{LF} \leq \varphi_{DL} \quad (173)$$

$1'1'' \leq 2'$

Úhly naklopení v ložisku E a F jsou menší než dovolený úhel naklopení v ložiskách a vyhovují tedy podmínce.

4.4 Kontrola spojení hřídele s náboji pomocí těsného pera

Provádím výpočet dle [12,20]. Jedná se o ocelové náboje, v tomto případě je dovolený tlak $p_D = 110\ MPa$.

4.4.1 Vstupní hřídel I se spojkou

Pro daný průměr vstupního hřídele I volím:

pero ČSN 02 2562 - 6e7 x 6h9 x 25 [13].

Předběžná účinná délka pera l'_a a předběžná celková délka pera l'

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d \cdot h \cdot p_D} \tag{174}$$

$$l'_a = \frac{4 \cdot 39\,378{,}54}{22 \cdot 6 \cdot 110}$$

$$l'_a = 10{,}85\ mm$$

$$l' = l'_a + b \tag{175}$$

$$l' = 10{,}85 + 6$$

$$l' = 16{,}85\ mm$$

Volím normalizovanou délku pera $l = 25\ mm$

Skutečná účinná délka pera

$$l_a = l - b \tag{176}$$

$$l_a = 25 - 6$$

$$l_a = 19\ mm$$

Kde: l - délka pera

b - šířka pera

Tlak na bocích per

$$p = \frac{4 \cdot M_{kI}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \tag{177}$$

$$p = \frac{4 \cdot 39\,378{,}54}{22 \cdot 6 \cdot 19} \leq p_D$$

$$p = 62{,}8\ MPa \leq 110\ MPa$$

Kde: h - výška pera

U hřídelů s průměrem menším než 30 mm a použití pera se šířkou menší než 8 mm se provádí kontrola na střih.

Kontrola na střih

Dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 60\ MPa$.

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_D \tag{178}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 39\,378{,}54}{22 \cdot 6 \cdot 25} \leq \tau_D$$

$$\tau = 23{,}87\ MPa \leq 60\ MPa$$

Pero vyhovuje kontrole na otlačení i na střih.

4.4.2 Předlohový hřídel II s ozubeným kolem 2

Pro daný průměr předlohového hřídele II volím:

pero ČSN 02 2562 - 10e7 x 8h11 x 36 [13].

Předběžná účinná délka pera l'_a a předběžná celková délka pera l'

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d \cdot h \cdot p_D} \tag{179}$$

$$l'_a = \frac{4 \cdot 191\,117{,}19}{35 \cdot 8 \cdot 110}$$

$$l'_a = 24{,}82\ mm$$

$$l' = l'_a + b \tag{180}$$

$$l' = 24{,}82 + 10$$

$$l' = 34{,}82\ mm$$

Volím normalizovanou délku pera $l = 36\ mm$

Skutečná účinná délka pera

$$l_a = l - b \tag{181}$$

$$l_a = 36 - 10$$

$$l_a = 26\ mm$$

Tlak na bocích per

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \tag{182}$$

$$p = \frac{4 \cdot 191\,117{,}19}{35 \cdot 8 \cdot 26} \leq p_D$$

$$p = 105\ MPa \leq 110\ MPa$$

Pero vyhovuje kontrole na otlačení.

4.4.3 Výstupní hřídel III s ozubeným kolem 4

Pro daný průměr výstupního hřídele III volím:

pero ČSN 02 2562 - 18e7 x 11h11 x 56 [13].

Předběžná účinná délka pera l'_a a předběžná celková délka pera l'

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d \cdot h \cdot p_D} \tag{183}$$

$$l'_a = \frac{4 \cdot 738\,774{,}13}{65 \cdot 11 \cdot 110}$$

$$l'_a = 37{,}57\ mm$$

$$l' = l'_a + b \tag{184}$$

$$l' = 37{,}57 + 18$$

$$l' = 55{,}57\ mm$$

Volím normalizovanou délku pera $l = 56\ mm$

Skutečná účinná délka pera

$$l_a = l - b \tag{185}$$

$$l_a = 56 - 18$$

$$l_a = 38\ mm$$

Tlak na bocích per

$$p = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \tag{186}$$

$$p = \frac{4 \cdot 738\,774{,}13}{65 \cdot 11 \cdot 38} \leq p_D$$

$$p = 108{,}8\ MPa \leq 110\ MPa$$

Pero vyhovuje kontrole na otlačení.

4.4.4 Výstupní hřídel III s řetězovým kolem

Volím pero ČSN 02 2562 - 18e7 x 11h11 x 50 [13]. Pero je stejné jako v předchozím případě. Jelikož se jedná znovu o výstupní hřídel III, je stejný i krouticí moment, tedy i celý výpočet a pero tak vyhovuje kontrole na otlačení.

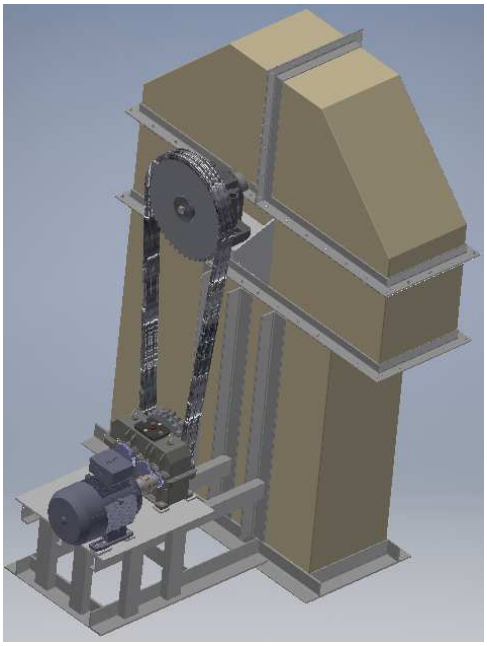
5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení pohonu korečkového elevátoru silážní věže včetně kontrolních výpočtů a dále vytvoření 2D výkresu sestavy převodového ústrojí a 3D modelu koncepčního návrhu pohonu (obr. 31).

V první části byly formou rešerše s pomocí odborné literatury popsány konstrukční způsoby provedení korečkového dopravníku a jeho funkce.

Druhá část práce se zabývá návrhem pohonu. Obsahuje návrh elektromotoru a jeho spojení s převodovkou, spojení převodovky a elevátoru, dále návrh hřídelů a ozubených soukolí a volbu ložisek. Na základě vypočítaného výkonu byl zvolen elektromotor od firmy Siemens o výkonu 4kW. Dle krouticího momentu elektromotoru byla navržena pružná spojka ROTEX 38 od firmy KTR. Z důvodu velkého převodového poměru převodového ústrojí byl na výstupu navržen řetězový převod, který ke všemu dokáže vyrovnat určitou nesouosost spojovaných hřídelů. Z pevnostních výpočtů a známých krouticích momentů jsou navrženy minimální průměry hřídelů. Dále byly zvoleny materiály ozubených kol, vypočítány moduly a z nich určeny rozměry ozubených kol a jejich kontroly únosnosti zubů v ohybu a dotyku. Pro zjištění sil namáhající ložiska byly spočítány reakce na hřídelích, byla zvolena kuželíková ložiska z důvodu zachycení axiálních sil a nakonec byla zkontrolována jejich životnost. Požadavky na všechny tyto součásti byly splněny.

V poslední třetí části se zabývám pevnostní kontrolou hřídelů. Všechny kontrolované hřídele vyhověly statické kontrole. Dále byl zkontrolován výstupní hřídel na dynamickou bezpečnost a deformační kontroly. Vyhověl ve všech ohledech včetně ohybové a torzní tuhosti. Na závěr jsou zkontrolována všechna spojení hřídelů s nábojem pomocí pera. Pohon tedy splňuje všechny požadavky. Na obr. 31 je koncepční návrh hlavy elevátoru.



obr. 31 3D model sestavy hlavy elevátoru

Seznam použité literatury

[1] DRAŽAN, F., VOŠTOVÁ, V., JEŘÁBEK, K., BRAND, M. *Teorie a stavba dopravníků.* Editační středisko ČVUT, Praha, 1983.

[2] KEMKA, V., BARTÁK, J., MILČÁK, P., ŽITEK, P. *Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení*. Informatorium, Praha, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.

[3] Belt Bucket Elevator for Bulk Material Elevating. In: *DazhenSift* [online]. Focus Technology Co., Ltd., © 1998-2017. [cit. 22. 3. 2017]. Dostupné z: http://dazhen-sift.en.made-in-china.com/product/TvcmPgOKnuWX/China-Belt-Bucket-Elevator-for-Bulk-Material-Elevating.html

[4] Korečkový elevátor se systémem BDD-S. In: *Stavební technika* [online]. Vega spol. s r.o., © 2014-2017. [cit. 22. 3. 2017]. Dostupné z: https://www.stavebni-technika.cz/clanky/kvalitni-retezy-a-koreckove-elevatory

[5] The bucket elevator head. In: *Direct Industry* [online]. Virtual Expo group, © 2017. [cit. 22. 3. 2017]. Dostupné z: http://www.directindustry.com/prod/beumer-group-gmbh-co-kg-6191.html#product-item_958977

[6] Round Link Chain-DIN Systém. In: *Entecom systems* [online]. Entecom systems. [cit. 6. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.entecomsystems.eu/bulk-handling/bucket-elevators

[7] Bushing chain. In: *CICSA* [online]. CICSA S. r. l, © 2017. [cit. 6. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.cicsa.it/portal/cicsa-en/products/prodDetail/Chains%20for%20elevators%20%20and%20heavy-duty%20works%20ECR%20type?prod=catapplpesECR&path=2/4/12&cat=12&linea=4&tipolinea=2

[8] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* Editační středisko VUT, Brno, 1988

[9] Stainless steel conveyor chain / standard link. In: *Direct Industry* [online]. Virtual Expo group, © 2017. [cit. 22. 3. 2017]. Dostupné z: http://www.directindustry.com/prod/rud/product-13706-157699.html

[10] Bucket Testing on 4B´s Testing elevator. In: *4B Group* [online]. 4B Braime, © 2017. [cit. 6. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.go4b.com/usa/products/elevator-buckets/ccs-plastic-elevator-buckets.asp

[11] Elektromotor Siemens [online]. Elektromotory.net – Vlastimil Moravec, © 2011. [cit. 28. 3. 2017]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/siemens/1le1-1000-otacek/1le1001-6-1-1-1.html

[12] KUGL, O., HOUKAL, J., TOMEK, J., ZÝMA, J. *Projekt III. ročník.* Vydavatelství ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-01-01638-2.

[13] ŘASA, J., ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky.* Scientia, Praha, 2004. ISBN 80-7183-312-6.

[14] Couplings KTR [online]. KTR Systems GmbH, © 2017. [cit. 28. 3. 2017]. Dostupné z: https://www.ktr.com/en/products/power-transmission-technology/couplings

[15] Katedra částí a mechanismů strojů [online]. Katedra částí a mechanismů strojů, © 2017. [cit. 20. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/

[16] SEPS – systém elektronické podpory studia [online]. [cit. 11. 4. 2017]. Dostupné z: http://seps.fs.cvut.cz/KC

[17] Kuželíková ložiska SKF [online]. SKF. [cit. 15. 3. 2017]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/index.html

[18] MITCalc – Mechanical, Industrial and Technical Calculations [online]. MITCalc. [cit. 25. 4. 2017]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/cz/download.htm

[19] Autodesk Inventor [online]. Autodesk, © 2017. [cit. 10. 2. 2017]. Dostupné z: https://www.autodesk.com/education/free-software/inventor-professional

[20] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů – Příklady.* ČVUT, Praha, 1995. ISBN 978-80-01-04137-6

Seznam obrázků

obr. 1 Schéma korečkového elevátoru 1
obr. 2 Korečkový elevátor 1
obr. 3 Řetězový a pásový dopravník 2
obr. 4 Upevnění korečků na pásu 3
obr. 5 Čelní připojení korečku 3
obr. 6 Boční připojení na článkový řetěz 4
obr. 7 Typy korečků 4
obr. 8 Způsoby uspořádání korečků 5
obr. 9 Nasýpací způsob 6
obr. 10 Hrabací způsob 6
obr. 11 Poloha pólu vyprazdňování 7
obr. 12 Odstředivé vyprazdňování 7
obr. 13 Gravitační vyprazdňování 7
obr. 14 Rozměry elektromotoru 12
obr. 15 Pružná spojka ROTEX 38 16
obr. 16 Pohled na navržená ozubená kola 17
obr. 17 Silové zatížení vstupního hřídele I v rovině y-z 28
obr. 18 Silové zatížení vstupního hřídele I v rovině x-z 29
obr. 19 Silové zatížení předlohového hřídele II v rovině y-z 30
obr. 20 Silové zatížení předlohového hřídele II v rovině x-z 31
obr. 21 Silové zatížení výstupního hřídele III v rovině y-z 32
obr. 22 Silové zatížení výstupního hřídele III v rovině x-z 33
obr. 23 Průběh momentu na hřídeli I v rovině y-z 37
obr. 24 Průběh momentů na hřídeli I v rovině x-z 38
obr. 25 Průběh momentu na hřídeli II v rovině y-z 40
obr. 26 Průběh momentů na hřídeli II v rovině x-z 40
obr. 27 Průběh momentu na hřídeli III v rovině y-z 42
obr. 28 Průběh momentů na hřídeli III v rovině x-z 43
obr. 29 Výstupní hřídel III a příslušný průběh průhybu 48
obr. 30 Výstupní hřídel III a příslušný průběh úhlu sklonu 49
obr. 31 3D model sestavy hlavy elevátoru 52

Seznam tabulek

tab. 1 Typy korečků 5
tab. 2 Parametry elektromotoru 11
tab. 3 Kontrola ozubení prvního soukolí 25
tab. 4 Kontrola ozubení druhého soukolí 26

Seznam příloh

Příloha 1 – Návrh řetězového soukolí

Příloha 2 – 2D výkres sestavy pohonu+kusovník (název: PŘEVODOVKA)

Příloha 3 – CD: bakalářská práce a přílohy